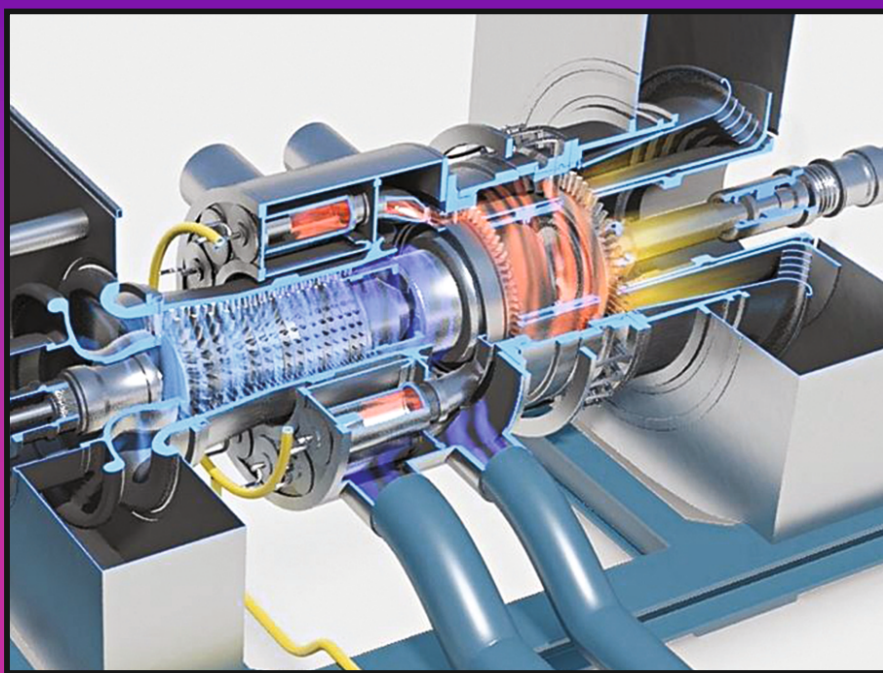


**О. В. КОМАРОВ  
В. Л. БЛИНОВ  
А. С. ШЕМЯКИНСКИЙ**

# ТЕПЛОВЫЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Учебно-методическое пособие





Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

**О. В. Комаров, В. Л. Блинов, А. С. Шемякинский**

# **ТЕПЛОВЫЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано методическим советом  
Уральского федерального университета  
для студентов вуза, обучающихся  
по направлению подготовки  
13.03.03 — Энергетическое машиностроение

Екатеринбург  
Издательство Уральского университета  
2018

УДК 621.438-048.74(075.8)

ББК 31.363.3-1я73

К63

Рецензенты: гл. конструктор АО «Уральский турбинный завод» канд. техн. наук *Т. Л. Шибаев*; завкафедрой д-р техн. наук, проф. *С. М. Шанчуров* (ФГБОУ ВПО «Лесотехнический университет»)

*Изображение на обложке — из личного архива авторов*

**Комаров, О. В.**

**К63** Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок : учебно-методическое пособие / О. В. Комаров, В. Л. Блинов, А. С. Шемякинский. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 164 с.

ISBN 978-5-7996-2487-3

В издании изложена методика расчета тепловых схем энергетических и приводных газотурбинных установок, работающих по простому циклу и с регенерацией теплоты уходящих газов, принципы моделирования проточной части осевого компрессора, методика газодинамических расчетов проточной части осевых газовых турбин. Представлена методика профилирования сопловых и рабочих лопаток турбинной ступени. Материал адаптирован для проведения последовательных расчетов на основании известных значений параметров газотурбинных установок, выбранных при проектировании в качестве прототипа. Предназначено для студентов, слушателей системы подготовки, переподготовки и повышения квалификации специалистов газотранспортных предприятий и энергетического комплекса.

Библиогр.: 26 назв. Табл. 27. Рис. 23. Прил. 3.

УДК 621.438-048.74(075.8)

ББК 31.363.3-1я73

ISBN 978-5-7996-2487-3

© Уральский федеральный  
университет, 2018



# УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ, СОКРАЩЕНИЯ

---

## *Условные обозначения*

- $a$  — скорость звука  
 $b, B$  — хорда, ширина лопатки  
 $C$  — скорость в абсолютном движении  
 $c_p$  — удельная теплоемкость  
 $D, D_l$  — диаметр, веерность  
 $F$  — площадь венца  
 $f$  — площадь поперечного сечения лопатки  
 $G$  — массовый расход  
 $H, h$  — теплоперепад в турбине, ступени  
 $k$  — показатель адиабаты  
 $l$  — высота лопатки  
 $M$  — число Маха  
 $N$  — мощность  
 $n$  — частота вращения  
 $P, p$  — давление  
 $r$  — степень регенерации  
 $S$  — осевой зазор  
 $T, t$  — температура (К, °С)  
 $v$  — удельный объем  
 $W$  — скорость в относительном движении  
 $Q$  — количество теплоты  
 $z$  — число ступеней  
 $\alpha$  — угол потока в абсолютном движении, коэффициент возврата теплоты, коэффициент избытка воздуха  
 $\beta$  — угол потока в относительном движении  
 $\gamma$  — угол меридионального раскрытия проточной части  
 $\delta$  — радиальный зазор  
 $\varepsilon$  — коэффициент потерь  
 $\eta$  — КПД  
 $\pi$  — степень повышения — понижения давления  
 $\rho$  — степень реактивности

$\xi$  — гидравлическое сопротивление  
 $\sigma_p$  — напряжения растяжения  
 $\varphi$  — коэффициент скорости в соплах, влажность  
 $\psi$  — коэффициент скорости на рабочих лопатках  
 $\omega$  — угловая частота вращения

### *Индексы*

\* — по заторможенным (полным) параметрам  
1 — на выходе из сопел, на входе в рабочие лопатки  
2 — на выходе из рабочих лопаток  
ад — адиабатический  
в — воздух  
вх.тр — входного тракта  
г — газа  
е — эффективный  
к — корневой  
л — лопатки  
н — наружный  
опт — оптимальный  
р — рабочей лопатки, регенератора  
расп — располагаемый  
с — сопла, сопловой лопатки  
ср — средний  
ст — ступени  
т — турбины, за турбиной  
тр — трения  
а — атмосферное  
а — осевая  
и — окружная  
с — в абсолютном движении  
i — индекс промежуточной ступени  
W — в относительном движении  
z — последней ступени

### *Сокращения*

ВОУ — воздухоочистительное устройство  
ГДР — газодинамический расчет  
ГТД — газотурбинный двигатель

ГТУ — газотурбинная установка  
КВД — компрессор высокого давления  
КНД — компрессор низкого давления  
КПД — коэффициент полезного действия  
КС — камера сгорания  
КСД — компрессор среднего давления  
ОК — осевой компрессор  
ПГУ — парогазовая установка  
ПТУ — паротурбинная установка  
Рег — регенератор  
РЛ — рабочие лопатки  
РСА — регулируемый сопловой аппарат  
СА — сопловой аппарат  
ССТ (СТ) — свободная силовая турбина  
ТВД — турбина высокого давления  
ТНД — турбина низкого давления  
ЭГ — электрогенератор

## ВВЕДЕНИЕ

---

Газотурбинные установки нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Исторически наибольшее распространение ГТУ получили при использовании их в качестве привода на дожимных и линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов предприятий группы компаний ПАО «Газпром», а также у независимых поставщиков природного газа. С начала 2000-х годов, в связи с развитием электроэнергетических мощностей, в России введено в эксплуатацию большое количество энергетических ГТУ большой мощности в составе парогазовых установок тепловых электрических станций. Кроме того, широкое распространение получили энергетические ГТУ малой мощности, которые используются в качестве электростанций собственных нужд в нефтегазовой, химической, металлургической и других отраслях промышленности, а также в качестве пиковых установок в электроэнергетическом секторе. Количество ГТУ различных типов стационарного применения, находящихся в эксплуатации в нашей стране, составляет более 5000 единиц и с каждым годом возрастает.

При проектировании ГТУ расчет начинается с выбора исходных данных:

- атмосферных условий работы ГТУ ( $T_a$ ,  $P_a$ ,  $\varphi_a$ );
- эффективной мощности ГТУ  $N_e$ , МВт;
- минимального значения эффективного КПД ГТУ  $\eta_e$ , %;
- номинальной частоты вращения ротора приводимого агрегата (центробежного газового компрессора, электрогенератора, насоса и др.)  $n$ , об/мин;
- полной начальной температуры рабочего тела в цикле ГТУ  $T_0^*$ , К.

В случае принятия решения о проектировании ГТУ на базе известного прототипа (установки со схожими исходными данными) дополнительными данными могут являться, например:

- степень повышения давления в осевом компрессоре  $\pi_k$ ;
- массовый расход воздуха через осевой компрессор ГТУ-прототипа  $G_B$ , кг/с;
- частоты вращения роторов ГТУ-прототипа  $n$ , об/мин;
- и др.

Для тепловых и газодинамических расчетов энергетических и приводных ГТУ используются методики проведения, позволяющие выявить и проанализировать взаимосвязи геометрических параметров проточных частей установок, кинематических и газодинамических параметров потока, а также их влияние на основные технико-экономические показатели и конструктивный облик ГТУ в целом. Предложенный материал является переработанным и дополненным к учебно-методическим изданиям кафедры «Турбины и двигатели» [7, 8, 17, 18, 20, 21], участие в работе над которыми в разные годы принимали Б. С. Ревзин, И. Д. Ларионов, В. М. Марковский, А. В. Тарасов.

# 1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПРИ НОМИНАЛЬНОМ И ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

## 1.1. Исходные данные, цель и порядок расчета

В качестве энергетических ГТУ большой мощности наибольшее распространение получили одновальные (блокированные) и двухвальные схемы простого и сложного (в основном в составе ПГУ) циклов. В газовой промышленности для привода центробежных компрессоров природного газа получили большое распространение стационарные ГТУ со свободной силовой турбиной, выполняемые по простому или регенеративному открытому циклу, и конвертированные авиационные и судовые газотурбинные двигатели простого открытого цикла. Принципиальные схемы таких ГТУ и ГТД представлены на рис. 1.1.

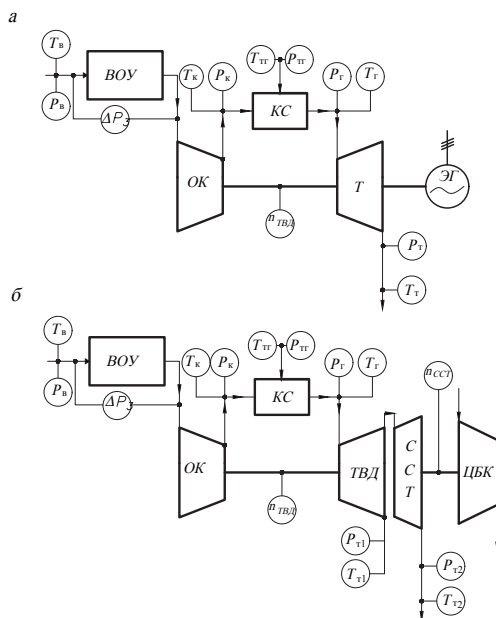


Рис. 1.1. Принципиальные схемы распространенных типов ГТУ  
(начало. Окончание на с. 9):

- а* — однокомпрессорная одновальная ГТУ простого открытого цикла;  
*б* — однокомпрессорная двухвальная ГТУ простого открытого цикла

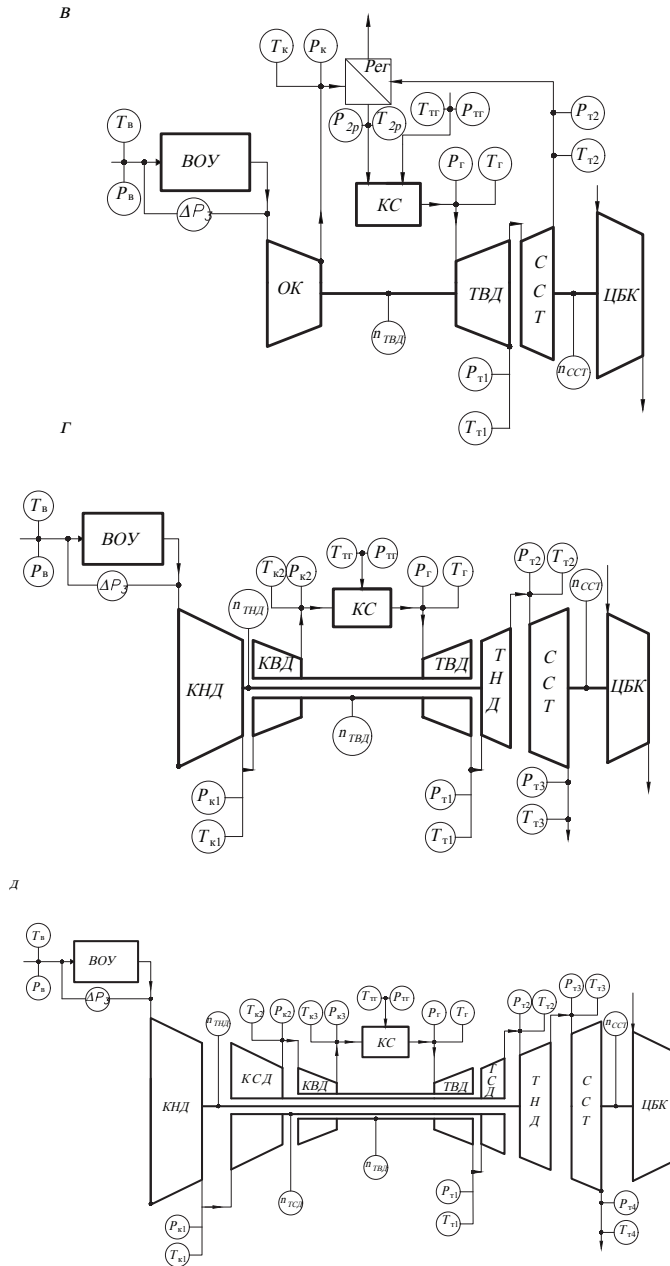


Рис. 1.1. Окончание:

*в* — однокомпрессорная двухвальная ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов;  
*г* — двухкомпрессорная трехвальная ГТУ простого открытого цикла;  
*д* — трехкомпрессорная четырехвальная ГТУ простого открытого цикла

Для исключения необходимости применения редуктора или мультипликатора одновальные энергетические ГТУ (рис. 1.1, *а*) является целесообразно проектировать на частоту вращения приводимого электрогенератора. Например, для ГТУ средней (30–100 МВт) и большой (свыше 100 МВт) мощности, эксплуатирующихся на электростанциях с выработкой электроэнергии с частотой сети 50 Гц, необходимо обеспечивать частоту вращения ротора 3000 об/мин.

Общей особенностью многовальных ГТУ (рис. 1.1, *б–д*), применяемых для привода центробежных газовых компрессоров, насосов, электрогенераторов и других механизмов, является наличие свободной силовой турбины, имеющей только газодинамическую связь с газогенератором (турбокомпрессором)<sup>1</sup> ГТУ. В этом случае выбор частоты вращения ротора СТ также определяется в соответствии с требованиями приводимого агрегата.

Из рассматриваемых схем одна иллюстрирует сложный цикл ГТУ — с регенерацией теплоты уходящих газов (рис. 1.1, *е*). По такой схеме выполняют приводные ГТУ только стационарного типа, в которых повышение экономичности достигается за счет возврата части тепловой энергии в цикл ГТУ при невысокой степени повышения давления в осевом компрессоре, когда температура воздуха за ним значительно ниже температуры уходящих газов. Согласно классификации теплообменных аппаратов используемый тип подогревателя является рекуперативным теплообменником (рекуператором), а следовательно, схему следует называть рекуперативной. Однако в научно-технической литературе установилось понятие именно регенеративного цикла и регенеративного теплообменника (регенератора) соответственно.

Другие схемы сложных циклов ГТУ [23] не нашли такого широкого применения. К ним можно отнести схемы: с промежуточным охлаждением воздуха в осевом компрессоре (например, ГТУ *LMS100* фирмы *GeneralElectric*), с промежуточным подогревом продуктов сгорания в газовой турбине (например, ГТУ *GT26* фирмы *Alstom*) и др.

При расчете тепловой схемы ГТУ обычно известны:

- тип схемы ГТУ;

---

<sup>1</sup> В данном издании под термином «газогенератор» понимается модуль конвертированного авиационного или судового ГТД, включающий осевой компрессор, камеру сгорания и газовую турбину, приводящую осевой компрессор; под термином «турбокомпрессор» — блок стационарной ГТУ, включающей осевой компрессор и приводящую его газовую турбину.



- эффективная мощность ГТУ  $N_e$ ;
- степень регенерации  $r$  (для схемы рис. 1.1, в);
- температура продуктов сгорания на входе в турбину  $T_0^*$ ;
- ожидаемое гидравлическое сопротивление по тракту  $\xi_{\text{тр}}$ ;
- расчетные давление и температура атмосферного воздуха  $P_B, T_B$ ;
- параметры топливного газа.

Указанные параметры и схема ГТУ на практике выбираются на основе комплекса соображений, включая технологические возможности для изготовления узлов установки, доступность используемых материалов, достижимые значения КПД компрессора и турбины, качество применяемого топлива, и на основе технико-экономических расчетов. В учебных целях, в рамках освоения методики, перечисленные величины обычно задаются.

Основной задачей начального этапа расчета является определение оптимального соотношения давлений в цикле  $\pi_{k0}$ , обеспечивающего либо максимальную экономичность ГТУ, либо минимальный расход воздуха, то есть минимальные габаритные размеры и соответственно стоимость ГТУ.

Достоверные результаты расчета можно получить, только учитывая зависимость теплоемкости рабочего тела от температуры и изменение его химического состава вследствие сжигания топлива. Однако с учетом пологого характера зависимостей  $H_e = f(\pi_k)$  и  $\eta_e = f(\pi_k)$  при выборе расчетного  $\pi_{k0}$  обычно принимают постоянные значения теплоемкости отдельно для процессов сжатия, подвода теплоты к воздуху в регенераторе, в камере сгорания и для расширения в турбине.

После выбора  $\pi_{k0}$  производят уточненный расчет номинального режима работы, учитывая средние удельные теплоемкости рабочего тела для каждого отсека отдельно, и определяют расход рабочего тела, исходя из заданной мощности. При дальнейшем проектировании выбирают частоту вращения турбомашин, если она не задана. Как было сказано выше, обоснованный выбор последней является сложной технико-экономической задачей и производится с учетом многих факторов: назначения ГТУ, типа приводимого агрегата, прочностных и массогабаритных ограничений и др.

Заданными атмосферными условиями работы ГТУ, если они отдельно не оговорены в задании, можно считать:  $T_a = 288 \text{ К}$ ,  $P_a = 101\,300 \text{ Па}$ ,  $\varphi_a = 60 \%$ .

## 1.2. Выбор степени повышения давления в ОК и расчет тепловой схемы ГТУ

При расчете схемы будем использовать индексы в соответствии с рис. 1.2.

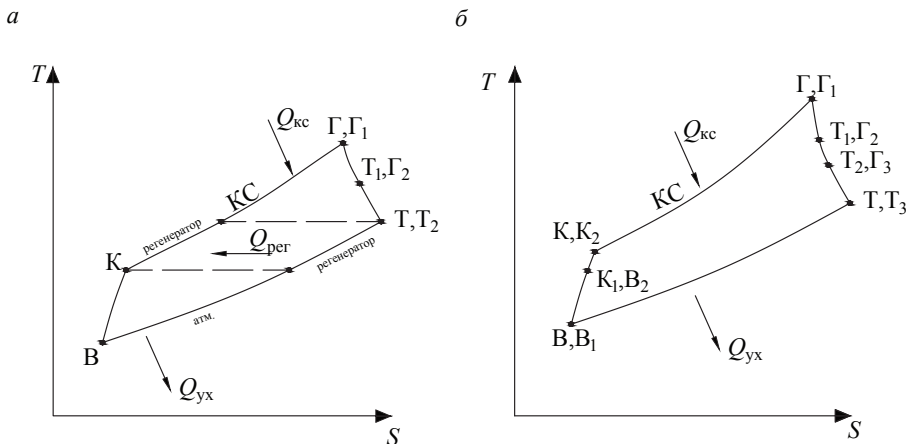


Рис. 1.2. Цикл однокомпрессорной (а) и двухкомпрессорной (б) ГТУ в  $T$ - $S$  диаграмме:

В — параметры воздуха на входе в ОК; К — параметры воздуха на выходе из ОК; КС — параметры рабочего тела в камере сгорания; Г — параметры продуктов сгорания перед турбиной; Т — параметры продуктов сгорания за турбиной; рег — параметры в регенераторе;  $Q_{кс}$ ,  $Q_{yx}$  — количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС, и количество теплоты уходящих газов

Расчеты тепловой схемы удобно выполнять на 1 кг рабочего тела, обычно воздуха на входе в компрессор. Из термодинамики известно, что работа 1 кг воздуха или газа при отсутствии теплообмена с окружающей средой равна разности энтальпий: в конце и в начале процесса сжатия воздуха в компрессоре ( $i_k - i_b$ ), а при расширении продуктов сгорания в турбине ( $i_t - i_r$ ).

Потерями теплоты в результате теплообмена через стенки корпусов турбомашин в большинстве случаев можно пренебречь.

### 1.2.1. Расчет работы сжатия и расширения

Работа, затрачиваемая на сжатие одного килограмма воздуха, кДж/кг, определяется по соотношению

$$H_k = c_{pk} (T_k - T_b) = c_{pk} T_b \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_k^{-1},$$

где  $c_{pk}$  — удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса сжатия, кДж/(кг · К);  $k$  — показатель адиабаты для воздуха в компрессоре,  $k = \frac{c_p}{c_p - R}$ ;  $\eta_k$  — изоэнтروпийный КПД компрессора,

$$\eta_k = \frac{T_b \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k - T_b}.$$

В предварительном расчете допускается задать значение изоэнтропийного КПД компрессора из диапазона 0,83–0,89. Также при предварительных расчетах тепловой схемы содержанием влаги в воздухе обычно пренебрегают.

В процессе сжатия воздуха до  $\pi_k = 4 \dots 30$  температура его возрастает на 160–560 К. В таком случае (по данным [22]) для воздуха ( $\alpha = \infty$ ) теплоемкость можно принять  $c_{pk} = 1,01 \dots 1,02$  кДж/(кг · К) (прил. 1), а  $k = 1,4$ ,  $\frac{k-1}{k} = 0,286$ .

Температура в конце процесса сжатия

$$T_k = T_b + H_k / c_{pk}.$$

Работа расширения 1 кг рабочего тела в турбине при отсутствии промежуточного подвода теплоты и потерь теплоты с охлаждающим воздухом, кДж/кг, определяется по формуле

$$H_t = c_{pt} (T_t - T_{tr}) = c_{pt} T_t \left( 1 - \pi_t^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_t,$$

где  $c_{pt}$  — удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса расширения в турбине, кДж/(кг · К) (прил. 1);  $T_t$  — температура продуктов сгорания перед турбиной (на этапе теплового расчета принимается равной  $T_0^*$ );  $T_{tr}$  — температура продуктов сгорания за турбиной;  $\pi_t$  — степень расширения продуктов сгорания в турбине,  $\pi_t = \pi_k (1 - \zeta_{tr})$ ;  $k$  — истинный показатель адиабаты продуктов сгорания природного газа;  $\eta_t$  — изоэнтропийный (адиабатный) КПД турбины.

Величина коэффициента гидравлических потерь давления по тракту обычно принимается:

- для ГТУ простого цикла  $0,02 \leq \zeta_{тр} \leq 0,05$ ;
- для ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов  $0,05 \leq \zeta_{тр} \leq 0,11$ .

Для продуктов сгорания углеводородных топлив, разбавленных воздухом в целях обеспечения обычно применяемых в ГТУ температур, значения  $c_{рт}$  и  $k$  определяются по кривым прил. 1 [22] в зависимости от температуры газа и коэффициента избытка воздуха  $\alpha_B$ , который можно вычислить, используя кривые (рис. 1.3) [23]. Также для оценочных расчетов коэффициента избытка воздуха в интервале температур воздуха  $T_K = 400 \dots 900$  К и продуктов сгорания перед турбиной  $T_r = 800 \dots 2000$  К можно воспользоваться интерполяционной формулой

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367T_r}{T_r - T_K}.$$

Значение  $\alpha_B$  можно принять в соответствии с данными ГТУ-прототипа, если они известны.

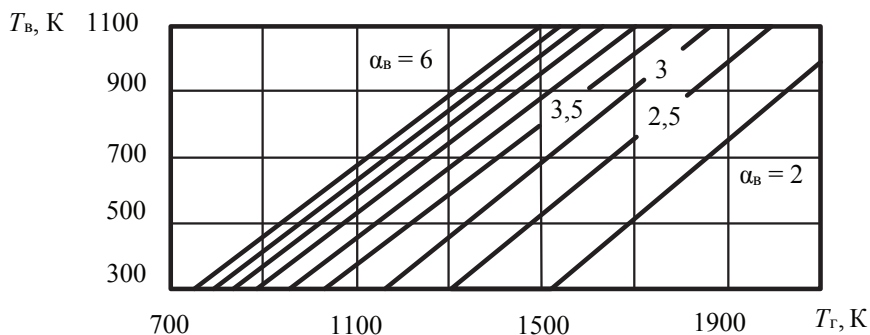


Рис. 1.3. Коэффициент избытка воздуха для сжигания углеводородного топлива при  $P = \text{const}$

Химический состав продуктов сгорания может учитываться с помощью специального коэффициента  $\beta$  [9, 13, 22].

Температура  $T_t$  в конце процесса расширения (без учета влияния подмешивания воздуха, охлаждающего турбину) определяется по формуле

$$T_t = T_r - \frac{H_r}{c_{рт}}.$$

Для начальной температуры газа 1000–1300 К в предварительных расчетах для процесса расширения может быть принято значение  $c_{рт} = 1,10 \dots 1,14$  кДж/(кг · К) (среднее значение  $c_{рт} = 1,12$  кДж/(кг · К) и  $k = 1,33, \frac{k-1}{k} = 0,25$ ). При начальной температуре газа 1300–1600 К может быть принято значение  $c_{рт} = 1,14 \dots 1,18$  кДж/(кг · К) (среднее значение  $c_{рт} = 1,16$  кДж/(кг · К) и  $k = 1,33, \frac{k-1}{k} = 0,25$ ).

Потери от охлаждения высокотемпературных деталей турбины в предварительных расчетах могут быть определены по величине  $\eta_t$ . Для турбин с охлаждаемым лопаточным аппаратом каждый 1 % расхода охладителя, включая и его утечки, на 1–1,5 % понижает КПД соответствующей ступени [9, 11]. Для неохлаждаемых турбин можно принять значение КПД из диапазона 0,89–0,92.

### 1.2.2. Вспомогательные коэффициенты для расчета тепловой схемы и последовательность расчета

Расчет ведется на один килограмм рабочего тела на входе в компрессор, отражая разницу в расходах турбины и компрессора через условный коэффициент  $v$ ,

$$v = (1 - q_{ох} - q_{ут} + q_{топ}),$$

где  $q_{ох}$ ,  $q_{ут}$  и  $q_{топ}$  — расходы охлаждающего воздуха, утечек воздуха через лабиринтовые уплотнения (и в регенераторе) и топлива соответственно, отнесенные к расходу воздуха через осевой компрессор ГТУ.

Относительный расход топлива  $q_{топ}$  обычно определяется из интервала 0,015–0,025. Можно ориентироваться и на данные о ГТУ-прототипе (прил. 2). Относительный расход утечек рабочего тела  $q_{ут}$  можно принять равным 0,01.

По данным практики газотурбостроения суммарный относительный расход охладителя следует принимать для ГТУ:

$$q_{ох} = 0,035 \dots 0,045 \text{ при } t_r = 800 \dots 900 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{ох} = 0,04 \dots 0,06 \text{ при } t_r = 900 \dots 1050 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{ох} = 0,06 \dots 0,10 \text{ при } t_r = 1050 \dots 1200 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{ох} = 0,10 \dots 0,15 \text{ при } t_r = \text{более } 1200 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При определении указанных коэффициентов следует ориентироваться на информацию из открытых источников о ГТУ-прототипе: учитывать использованные конструкции систем охлаждения лопаток, дан-

ные об относительной глубине охлаждения турбинных венцов, данные об отборах воздуха из ОК на охлаждение элементов горячего тракта, подпор лабиринтных уплотнений, собственные нужды станции и т. п.

При уточненном расчете многовальных схем ГТУ (см. рис. 1.1, б–д) принимаем соответственно два, три или четыре значения  $\nu$  в зависимости от числа турбин ГТУ. Большая часть охлаждающего воздуха расходуется на охлаждение первых ступеней турбины (для многовальных ГТУ — ТВД), меньшая — на охлаждение средних ступеней турбины (для трех-, четырехвальных схем — ТНД, ТСД); лопатки силовой турбины обычно выполняются неохлаждаемыми. Если весь воздух, отбираемый на охлаждение, подмешивается в проточной части к продуктам сгорания до силовой турбины, то для нее  $\nu = (1 - q_{\text{yt}} + q_{\text{топ}})$ . Например, для трехвальной ГТУ с ССТ (см. рис. 1.1, з) и начальной температурой газа более 1200 °С значения  $\nu$  для турбин можно определить, задав относительный расход на охлаждение следующим образом: суммарное значение расхода охлаждающего воздуха  $q_{\text{ox}} = 0,12$ , из них  $2/3$  приходится на охлаждение ТВД, т. е.  $q_{\text{oxТВД}} = 0,08$ , а  $1/3$  — на охлаждение ТНД, т. е.  $q_{\text{oxТНД}} = 0,04$ ; ССТ неохлаждаемая, т. е.  $q_{\text{oxССТ}} = 0$ . В таком случае условный коэффициент  $\nu$  для трех отсеков может быть подсчитан

$$\begin{aligned} \text{для ТВД} &\rightarrow \nu_1 = (1 - q_{\text{ox}} - q_{\text{yt}} + q_{\text{топ}}), \\ \text{для ТНД} &\rightarrow \nu_2 = (1 - q_{\text{ox}} + q_{\text{oxТВД}} - q_{\text{yt}} + q_{\text{топ}}), \\ \text{для ССТ} &\rightarrow \nu_3 = (1 - q_{\text{ox}} + q_{\text{oxТВД}} + q_{\text{oxТНД}} - q_{\text{yt}} + q_{\text{топ}}). \end{aligned}$$

Из баланса мощностей турбокомпрессора в двухвальной ГТУ следует

$$H_{\text{к}} G_{\text{к}} = H_{\text{т1}} G_{\text{т1}} \eta_{\text{мех}}.$$

Выразив отношение расходов рабочих тел компрессора и турбины через коэффициент расхода  $\nu$ , получим

$$H_{\text{к}} = H_{\text{т1}} \nu_1 \eta_{\text{мех}}.$$

В таком случае работа турбины, приводящей осевой компрессор, определяется как

$$H_{\text{т1}} = \frac{H_{\text{к}}}{\nu_1 \eta_{\text{мех}}}.$$

Для трехвальной и четырехвальной ГТУ соответственно

$$H_{\text{т1}} = \frac{H_{\text{к2}}}{\nu_1 \eta_{\text{мех}}} \text{ и } H_{\text{т2}} = \frac{H_{\text{к1}}}{\nu_2 \eta_{\text{мех}}};$$

$$H_{т1} = \frac{H_{к3}}{v_1 \eta_{\text{мех}}}, H_{т2} = \frac{H_{к2}}{v_2 \eta_{\text{мех}}} \text{ и } H_{т3} = \frac{H_{к1}}{v_3 \eta_{\text{мех}}}.$$

Относительное значение механических потерь в подшипниках и на привод вспомогательных механизмов зависит от величины единичной мощности. В долях от полезной мощности они могут составлять 3 %. Для легких конвертированных ГТУ авиационной и судовой конструкции в классе мощностей 6–32 МВт в настоящих расчетах рекомендуется принимать механический КПД на каждом валу  $\eta_{\text{мех}} = 0,990 \dots 0,995$ . Для стационарных ГТУ указанного класса мощностей  $\eta_{\text{мех}} = 0,980 \dots 0,990$ . Для ГТУ среднего класса мощности (до 100 МВт) —  $\eta_{\text{мех}} = 0,975 \dots 0,985$ ; для ГТУ большой мощности (свыше 100 МВт) —  $\eta_{\text{мех}} = 0,970 \dots 0,980$ .

Количество теплоты, сообщаемое воздуху в регенераторе, при расчете тепловых схем обычно учитывается с помощью степени регенерации  $r$ . В эксплуатации имеются ГТУ со степенью регенерации от 0,7 (для ГТУ разработки 60–70-х гг. XX в., например, ГТУ типа ГТ-750-6, ГТК-10-4) до 0,85 (например, для зарубежных ГТУ типа ГТК-10ИР, ГТК-25ИР, а также для отечественных регенеративных ГТУ, прошедших реконструкцию). Температура воздуха после регенератора определяется по формуле

$$T_p = T_k + r(T_t - T_k).$$

Удельное количество теплоты воздуха, поступающего в камеру сгорания, кДж/кг,

$$Q_v = c_{pv} T_p (1 - q_{\text{ох}} - q_{\text{ут}}),$$

где  $c_{pv}$  — средняя удельная изобарическая теплоемкость, определяемая по кривым приложения 1 ( $\alpha = \infty$ ) для температуры  $T_p$ . В первом приближении можно принять  $c_{pv} = 1,02 \dots 1,04$  кДж/(кг·К).

Подведенное в камеру сгорания количество теплоты, кДж/кг,

$$Q_{\text{кс}} = c_{\text{ркс}} T_{\text{г}} (1 - q_{\text{ох}}) - Q_v,$$

где  $c_{\text{ркс}}$  — средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания при средней температуре в процессе подвода теплоты в КС для заданного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_v$  (прил. 1). В первом приближении можно принять  $c_{\text{ркс}} = 1,08 \dots 1,14$  кДж/(кг·К).

Химический недожог топлива учитывается с помощью КПД камеры сгорания, величина которого во многом зависит от вида топлива. Для

углеводородных топлив  $\eta_{\text{кк}} = 0,98...0,995$ , причем более высокие значения соответствуют легким дистиллятным видам топлива и природным газам. В настоящих расчетах рекомендуется принимать  $\eta_{\text{кк}} = 0,995$ .

### 1.3. Примеры теплового расчета схемы ГТУ

#### 1.3.1. Пример теплового расчета схемы двухвальной ГТУ открытого цикла с регенерацией теплоты уходящих газов

Исходные данные: ГТУ-прототип ГТК-25ИР,  $N_e = 22,2$  МВт,  $T_r = 1200$  К,  $r = 0,8$ ,  $\zeta_{\text{тр}} = 0,1$ ,  $p_b = 1,013 \cdot 10^5$  Па,  $T_b = 288$  К, топливо — природный газ. Тип схемы — с регенерацией теплоты уходящих газов (см. рис. 1.1, в).

Следует учитывать, что данный пример расчета и последующие приведенные в пособии проводились с использованием программы MS Excel, поэтому округленные значения параметров, использованные в левой части выражений в результате вычисления могут приводить к незначительным отличиям в значении правой части выражения.

Принимаем в соответствии с рекомендациями п. 1.2:

$\eta_{\text{т1}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{т2}} = 0,88$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{кк}} = 0,985$ ;  $\eta_{\text{мех}} = 0,98$ ;  $q_{\text{ок}} = 0,05$ ;  $q_{\text{топ}} = 0,015$ ;  $q_{\text{ут}} = 0,015$ ;  $v_1 = 0,95$ ;  $v_2 = 1$ ;  $c_{\text{рк}} = 1,01$  кДж/(кг · К);  $k_{\text{к}} = 1,40$ ;  $c_{\text{рт}} = 1,15$  кДж/(кг · К);  $k_{\text{т}} = 1,333$ ;  $c_{\text{рв}} = 1,03$  кДж/(кг · К);  $c_{\text{ркк}} = 1,12$  кДж/(кг · К).

Для ГТУ без регенератора схема расчета остается в основном такой же, только  $T_p = T_{\text{к}}$ , так как  $r = 0$ . Для вариантных расчетов схем рекомендуется задавать  $\pi_{\text{к}}$  для регенеративных ГТУ 3–12, для ГТУ простого цикла — 8–30.

После выполнения расчета строятся зависимости  $H_e = f(\pi_{\text{к}})$  и  $\eta_e = f(\pi_{\text{к}})$  (рис. 1.4), выбирается расчетное значение  $\pi_{\text{к0}}$  в графической области между максимальными значениями  $\eta_e$  и  $H_e$ , что обеспечивает достаточно высокую экономичность при умеренных размерах ГТУ. При этом часто исходят из возможности моделирования экспериментально отработанного компрессора (ГТУ-прототипа) или модельных компрессоров (отдельных ступеней и отсеков), опытные характеристики которых известны. Подбор модельного компрессора осуществляется как по расходу и напору, так и по подходящей удельной быстроходности.



Более подробно вопросы моделирования изложены в гл. 2. При выборе  $\pi_{к0}$  необходимо учитывать назначение установки и принятую схему цикла. Например, важно учитывать температуру продуктов сгорания на выходе из турбины при заданной температуре на входе. Желательно для приводных ГТУ, особенно при наличии регенерации теплоты уходящих газов, чтобы  $T_t$  не превышала 500–550 °С. В противном случае необходимо выполнять последние ступени турбины из никелевых сплавов, а регенераторы — из жаростойких сталей, что существенно повышает стоимость установки. В то же время для современных энергетических ГТУ средней и большой мощности, особенно в составе ПГУ, температура на выходе из турбины обычно составляет не менее 500 °С, поскольку определяет эффективность парогазового цикла.

В качестве базового варианта выбора степени повышения давления при выполнении расчетов можно принять  $\pi_{к0}$ , как для ГТУ-прототипа.

Пример расчета тепловой схемы регенеративной ГТУ сведен в табл. 1.1, а результаты изображены на рис. 1.4.

Таблица 1.1

Предварительный расчет тепловой схемы ГТУ

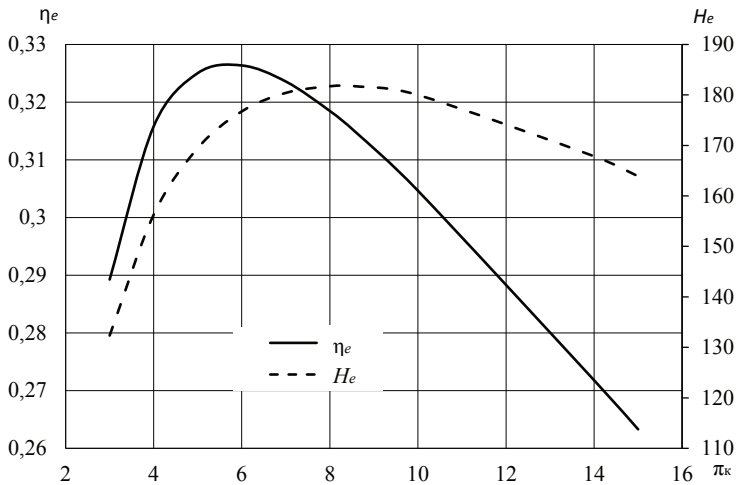
Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты					
				1	2	3	4	5	6
1. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k$	Задаем	—	6	7	8	8,6	10	14
2. Комплекс работы сжатия компрессора	$\bar{H}_k$	$\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1$	—	0,669	0,744	0,811	0,849	0,931	1,126
3. Удельная работа сжатия компрессора	$H_k$	$c_{pk} T_B \bar{H}_k / \eta_k$	кДж/кг	223,5	248,6	271,3	283,9	311,2	376,3
4. Температура воздуха за компрессором	$T_k$	$T_B + H_k / c_{pk}$	К	509,3	534,2	556,6	569,1	596,1	660,6
5. Суммарная степень расширения в турбинах	$\pi_{т\Sigma}$	$\pi_k (1 - \zeta_{тр})$	—	5,40	6,30	7,20	7,74	9,00	12,60
6. Удельная работа расширения турбины компрессора	$H_{т1}$	$H_k / (v_1 \eta_{мех})$	кДж/кг	240,1	267,1	291,4	305,0	334,2	404,2

Продолжение табл. 1.1

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты					
				1	2	3	4	5	6
7. Температура продуктов сгорания за турбиной компрессора	$T_{т1}=T_{г2}$	$T_{г} - H_{т1} / c_{pг}$	К	991,2	967,8	946,6	934,8	909,4	848,5
8. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора	$\pi_{т1}$	$\left[1 - H_{т1} / (c_{pг} \eta_{т1} T_{г1})\right]^{\frac{k}{1-k}}$	—	2,44	2,74	3,04	3,23	3,69	5,17
9. Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине	$\pi_{г2}$	$\pi_{г\Sigma} / \pi_{т1}$	—	2,21	2,30	2,37	2,39	2,44	2,44
10. Удельная работа расширения силовой турбины	$H_{г2}$	$c_{pг} T_{г2} \left(1 - \pi_{г2}^{\frac{1-k}{k}}\right) \eta_{г2}$	кДж/кг	180,3	184,1	185,4	185,4	183,7	171,3
11. Удельная эффективная работа	$H_e$	$H_{г2} \nu_2 \eta_{мех}$	кДж/кг	176,7	180,4	181,7	181,7	180,0	167,9
12. Температура продуктов сгорания за турбиной	$T_{г}$	$T_{г2} - H_e / c_{pг}$	К	837,6	810,9	788,6	776,8	752,8	702,6
13. Нагрев воздуха в регенераторе	$\Delta T_p$	$(T_{г} - T_{к})r$	К	262,6	221,4	185,6	166,1	125,4	33,6
14. Температура воздуха за регенератором	$T_p$	$T_{к} + (T_{г} - T_{к})r$	К	771,9	755,6	742,2	735,3	721,5	694,2
15. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_B$	$c_{pв} T_p (1 - q_{охл} - q_{yt})$	кДж/кг	743,4	727,6	714,8	708,1	694,8	668,5

Окончание табл. 1.1

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты					
				1	2	3	4	5	6
16. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{\text{КС}}$	$c_{\text{ркс}} T_{\text{Г}} (1 - q_{\text{охл}}) - Q_{\text{В}}$	кДж/кг	533,4	549,2	562,0	568,7	582,0	608,3
17. Эффективный КПД	$\eta_e$	$(H_e \eta_{\text{КС}}) / Q_{\text{КС}}$	—	0,326	0,324	0,318	0,315	0,305	0,272

Рис. 1.4. Зависимость  $H_e$  и  $\eta_e$  от  $\pi_k$ 

В соответствии с прил. 2 для ГТУ-прототипа (ГТК-25ИР) степень повышения давления в ОК принимаем равной 8,6.

### 1.3.2. Пример теплового расчета схемы трехвальной ГТУ на основе конвертированного авиационного ГТД простого открытого цикла

Задано:  $N_e = 16$  МВт;  $T_{\text{Г}} = 1440$  К;  $r = 0$ ;  $\zeta_{\text{тр}} = 0,03$ ;  $p_{\text{В}} = 1,013 \cdot 10^5$  Па;  $T_{\text{В}} = 288$  К, топливо — природный газ. Кроме того, задан тип схемы (см. рис. 1.1, в).

Принимаем в соответствии с рекомендациями пп. 1.2.1, 1.2.2:

$\eta_{\text{т1}} = \eta_{\text{т2}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{т3}} = 0,88$ ;  $\eta_{\text{к1}} = \eta_{\text{к2}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{КС}} = 0,995$ ;  $\eta_{\text{мех}} = 0,99$ ;

$q_{\text{ут}} = 0,012$ ;  $q_{\text{топ}} = 0,016$ ;  $q_{\text{охл}} = 0,19$ ;  $v_1 = 0,814$ ;  $v_2 = 0,947$ ;  $v_3 = 1,004$ ;  $c_{\text{рк}} = 1,01$  кДж/(кг·К);  $k_k = 1,40$ ;  $c_{\text{рт}} = 1,15$  кДж/(кг·К);  $k_t = 1,33$ ;  $c_{\text{рв}} = 1,05$  кДж/(кг·К);  $c_{\text{ркс}} = 1,11$  кДж/(кг·К).

Особенностью расчета тепловой схемы трехвальной ГТУ является учет наличия двух компрессоров: компрессора низкого давления (КНД) и компрессора высокого давления (КВД), приводимых турбинами низкого и высокого давления.

Распределение общей степени повышения давления между компрессорами зависит от принятого распределения работ сжатия по отсекам. При равных работах сжатия на компрессор низкого давления приходится несколько большая степень повышения давления, поскольку КНД сжимает воздух начиная с меньших значений начальных параметров (более холодный воздух) по сравнению с КВД. Однако, вследствие подогрева воздуха в группе ступеней КНД, повышают частоту вращения ротора КВД, т. е. ступени КВД имеют более высокие окружные скорости, вследствие чего уменьшается суммарное количество ступеней осевого компрессора (важно для транспортных ГТД), а степень повышения давления в КВД оказывается несколько выше, чем в КНД [4, 15]. В учебных целях можно задаться равными степенями повышения давления в каскадах компрессора или воспользоваться рекомендацией

$$\pi_{\text{к1}} = (0,95 \dots 1,05) \sqrt{\pi_{\text{к}\Sigma}} \text{ и } \pi_{\text{к2}} = \pi_{\text{к}\Sigma} / \pi_{\text{к1}},$$

где  $\pi_{\text{к}\Sigma}$ ,  $\pi_{\text{к1}}$ ,  $\pi_{\text{к2}}$  — степень повышения давления общая, первого и второго компрессоров.

Для трехкаскадного компрессора можно задаться

$$\pi_{\text{к1}} = \pi_{\text{к2}} = \pi_{\text{к3}} = \sqrt[3]{\pi_{\text{к}\Sigma}}.$$

После выбора частот вращения компрессоров и числа ступеней в турбинах, распределение  $\pi_k$  между каскадами компрессора желательно уточнить, чтобы обеспечить примерное равенство средних диаметров ТНД и ТВД ( $D_{\text{срнд}} \approx D_{\text{срвд}}$ ) для двухкаскадных газогенераторов, а также ТСД для трехкаскадных газогенераторов.

Пример расчета тепловой схемы трехвальной ГТУ показан в табл. 1.2, а результаты изображены на рис. 1.5. По ним осуществляется выбор расчетного значения суммарной степени повышения давления в ОК. Рекомендации по выбору расчетного значения  $\pi_{\text{к0}\Sigma}$  аналогичны п. 1.3.1.

Таблица 1.2

Предварительный расчет тепловой схемы ГТУ

Величина	Обозначение	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
Степень повышения давления в цикле	$\pi_{\kappa\Sigma}$	Задаем	—	10,0	12,0	14,0	16,0	17,5	20,0	22,0	24,0	26,0
Степень повышения давления в КНД	$\pi_{\kappa1}$	$1,05\sqrt{\pi_{\kappa\Sigma}}$	—	3,32	3,64	3,93	4,20	4,39	4,70	4,92	5,14	5,35
Комплекс работы сжатия КНД	$\bar{H}_{\kappa1}$	$\pi_{\kappa1}^{\frac{k-1}{k}} - 1$	—	0,41	0,45	0,48	0,51	0,53	0,56	0,58	0,60	0,62
Удельная работа сжатия КНД	$H_{\kappa1}$	$c_{\text{рк}} T_{\text{в}\kappa1} / \eta_{\kappa1}$	кДж/кг	136,75	149,18	159,94	169,46	175,96	185,78	192,91	199,51	205,65
Температура воздуха за КНД	$T_{\kappa1}$	$T_{\text{в}} + H_{\kappa1} / c_{\text{рк}}$	К	423,39	435,70	446,36	455,79	462,21	471,94	479,00	485,53	491,61
Степень повышения давления в КВД	$\pi_{\kappa2}$	$\pi_{\kappa\Sigma} / \pi_{\kappa1}$	—	3,01	3,30	3,56	3,81	3,98	4,26	4,47	4,67	4,86
Комплекс работы сжатия КВД	$\bar{H}_{\kappa2}$	$\pi_{\kappa2}^{\frac{k-1}{k}} - 1$	—	0,37	0,41	0,44	0,47	0,48	0,51	0,53	0,55	0,57
Удельная работа сжатия КВД	$H_{\kappa2}$	$c_{\text{рк}} T_{\kappa1} \bar{H}_{\kappa2} / \eta_{\kappa2}$	кДж/кг	181,99	205,57	226,83	246,27	259,87	281,01	296,74	311,60	325,69
Температура воздуха за КВД	$T_{\kappa2}$	$T_{\kappa1} + H_{\kappa2} / c_{\text{рк}}$	К	603,58	639,24	670,94	699,62	719,51	750,17	772,81	794,05	814,08

Продолжение табл. 1.2

Величина	Обозначение	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
Суммарная степень расширения в турбинах	$\pi_{\Sigma}$	$\pi_{\Sigma}(1 - \zeta_{\text{тр}})$	—	9,70	11,64	13,58	15,52	16,98	19,40	21,34	23,28	25,22
Удельная работа расширения ТВД	$H_{\text{т1}}$	$H_{\Sigma} / (v_1 \eta_{\text{мех}})$	кДж/кг	225,84	255,10	281,47	305,60	322,48	348,70	368,23	386,67	404,16
Температура продуктов сгорания за ТВД	$T_{\text{т1}}$	$T_{\text{г}} - H_{\text{т1}} / c_{\text{pт1}}$	К	1243,62	1218,18	1195,24	1174,26	1159,58	1136,78	1119,80	1103,77	1088,56
Степень расширения продуктов сгорания в ТВД	$\pi_{\text{т1}}$	$\left[ 1 - H_{\text{т1}} / (c_{\text{pт1}} \eta_{\text{т1}} T_{\text{г}}) \right]^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$	—	1,99	2,19	2,40	2,61	2,78	3,06	3,29	3,52	3,77
Удельная работа расширения ТНД	$H_{\text{т2}}$	$H_{\Sigma} / (v_2 \eta_{\text{мех}})$	кДж/кг	145,86	159,12	170,60	180,76	187,68	198,16	205,77	212,80	219,35
Степень расширения продуктов сгорания в ТНД	$\pi_{\text{т2}}$	$\pi_{\Sigma} / \pi_{\text{т1}}$	—	1,65	1,76	1,86	1,96	2,04	2,16	2,27	2,37	2,48
Температура продуктов сгорания за ТНД	$T_{\text{т2}}$	$T_{\text{г2}} - H_{\text{т2}} / c_{\text{pт2}}$	К	1116,79	1079,81	1046,89	1017,08	996,38	964,46	940,87	918,72	897,82
Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$\pi_{\text{ст}}$	$\pi_{\Sigma} / (\pi_{\text{т1}} \pi_{\text{т2}})$	—	2,95	3,02	3,04	3,03	3,00	2,94	2,87	2,79	2,70

Окончание табл. 1.2

Величина	Обозначение	Расчетная формула	Единицы измерения	Варианты								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
Удельная работа расширения силовой турбины	$H_{\text{ст}}$	$c_{\text{рт}} T_{\text{г3}} \left( 1 - \pi_{\text{г3}}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\text{г3}}$	кДж/кг	266,20	262,09	255,48	247,40	240,72	228,85	218,95	208,85	198,65
Удельная эффективная работа	$H_{\text{е}}$	$H_{\text{ст}} \nu_3 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	264,59	260,50	253,94	245,91	239,26	227,47	217,63	207,59	197,45
Температура продуктов сгорания за силовой турбиной	$T_{\text{г3}}$	$T_{\text{г3}} - H_{\text{г3}} / c_{\text{рт}}$	К	885,31	851,91	824,73	801,95	787,06	765,46	750,48	737,11	725,08
Количество теплоты воздуха, поступающего в камеру сгорания	$Q_{\text{в}}$	$c_{\text{рв}} T_{\text{к2}} (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{гт}})$	кДж/кг	505,74	535,62	562,18	586,21	602,88	628,57	647,54	665,33	682,12
Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{\text{кк}}$	$\frac{c_{\text{ркс}} T_{\text{г}} (1 - q_{\text{охл}})}{\eta_{\text{кк}}} - Q_{\text{в}}$	кДж/кг	795,47	765,59	739,03	715,00	698,33	672,64	653,67	635,88	619,09
Эффективный КПД	$\eta_{\text{е}}$	$H_{\text{е}} / Q_{\text{кк}}$	—	0,333	0,340	0,344	0,344	0,343	0,338	0,333	0,326	0,319

По результатам предварительного расчета тепловой схемы строят зависимости  $H_e = f(\pi_k)$  и  $\eta_e = f(\pi_k)$  и на их основании выбирают оптимальную степень повышения давления в компрессоре (рис. 1.5).

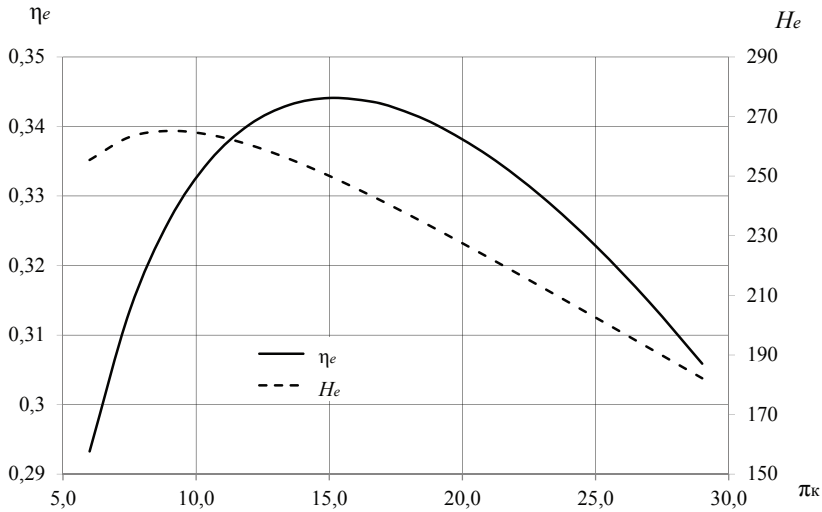


Рис. 1.5. Зависимость  $H_e = f(\pi_k)$  и  $\eta_e = f(\pi_k)$

В соответствии с прил. 2 для ГТУ-прототипа (АЛ-31СТ) степень повышения давления в ОК принимаем равной 17,5.

#### 1.4. Уточненный расчет тепловой схемы ГТУ при номинальном режиме работы

##### Порядок проведения уточненного расчета

После расчета или подбора модельного компрессора и выбора, на его характеристике расчетной точки уточняется значение  $\eta_k$ . Определяется работа сжатия ОК

$$\bar{H}_k = \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

$$H_k = c_{pк} \int_{T_b}^{T_k} T_1 \bar{H}_k / \eta_k.$$



Для  $c_{рк}$  уточняется значение удельной средней теплоемкости для  $T_{ср.к} = (T_{в} + T_{к}) / 2$  (прил. 1). При этом температура за компрессором определяется из выражения  $T_{к} = T_{в} + H_{к} / c_{рк}$ .

При выборе многовальных схем ГТУ вся работа сжатия должна быть распределена между каскадами компрессоров, при этом необходимо выдерживать баланс мощностей

для одновальной ГТУ  $\rightarrow H_{к} = H_{т} \nu \eta_{мех}$ ,

для двухвальной ГТУ  $\rightarrow H_{к} = H_{т1} \nu_1 \eta_{мех}$ ,

для трехвальной ГТУ  $\rightarrow H_{к1} = H_{т2} \nu_2 \eta_{мех}$  и  $H_{к2} = H_{т1} \nu_1 \eta_{мех}$ ,

для четырехвальной ГТУ  $\rightarrow H_{к1} = H_{т3} \nu_3 \eta_{мех}$  и  $H_{к2} = H_{т2} \nu_2 \eta_{мех}$ ,

$H_{к3} = H_{т1} \nu_1 \eta_{мех}$ .

При высокой заданной относительной влажности воздуха, которая увеличивает удельную работу сжатия, полученную величину  $H_{к}$  следует умножить на коэффициент, приведенный в табл. 1.3 [25].

Таблица 1.3

Поправочные коэффициенты к удельной работе сжатия компрессора  
для учета влажности воздуха

$t_{в}, ^\circ C$	Относительная влажность воздуха, %			
	60	70	80	90
10	1,0027	1,0031	1,0038	1,0044
20	1,0055	1,0065	1,0075	1,0085
30	1,0099	1,0116	1,0133	1,0154
40	1,0174	1,0210	1,0222	1,0263

Для уточнения работы расширения в турбине необходимо определить гидравлические потери в камере сгорания, регенераторе и отдельных элементах тракта. Если расчет проводится до выполнения проекта этих элементов, то потери принимаются по данным аналогов.

Оценив из предварительного расчета температуру воздуха за регенератором  $T_p$  (для безрегенераторных ГТУ — за компрессором  $T_k$ ), для заданной начальной температуры  $T_r$  уточняют  $\alpha_v$  по данным рис. 1.3.

Для топлив низкокалорийных и с большим содержанием посторонних примесей следует использовать имеющиеся для них данные или провести расчет состава продуктов сгорания [13].

Работа расширения определяется аналогично работе сжатия также по формулам для идеального газа методом последовательных приближений.

Расчетное значение степени расширения и работы расширения для каждой из турбин определяем в зависимости от степени повышения давления приводимого компрессора:

$$\pi_{т0} = \pi_{к0} (1 - \zeta_{тр}),$$

$$\bar{H}_т = \left( 1 - \pi_{т0}^{\frac{1-k}{k}} \right),$$

$$H_т = \bar{H}_т c_{рт} \Big|_{T_т}^{T_г} T_г \eta_т.$$

Для этого уточняем значение средней удельной теплоемкости  $c_{рт}$  с учетом коэффициента избытка воздуха по прил. 1. КПД турбины, если еще не выполнено ее подробное проектирование и не определены потери в проточной части, желательно принять по данным прототипа приблизительно с такой же нагрузкой ступеней и удельной быстросходностью.

Температура газов на выходе из турбины определяется по зависимости

$$T_т = T_г - \frac{H_т}{c_{рт}}.$$

В процессе расчета итерационным способом уточняются значения  $k$ ,  $c_{рт}$ ,  $\bar{H}_т$ , после чего производится пересчет значений  $H_т$  и  $T_т$ . Критерием сходимости следует считать отклонение полученных значений не более чем на 2 %.

Для высокотемпературной ГТУ до ее детального проектирования наибольшую неопределенность в расчет тепловой схемы вносят потери, связанные с охлаждением. Они зависят от заданной начальной температуры газа, принятого типа системы охлаждения (конвективная, пленочная), температурного уровня охлаждения деталей, выбранных мест отбора воздуха для охлаждения, мест выпуска воздуха в проточную часть турбины и конструкции этих мест, температуры охлаждающего воздуха и др.

В наиболее распространенной открытой системе охлаждения отбор 1 % воздуха на охлаждение уменьшает полезную работу на 1,5–2 % и повышает удельный расход топлива на 0,3–0,6 % [22].

В схемах приводных ГТУ со свободной силовой турбиной весь перепад энтальпий на турбину должен быть распределен соответствен-

но между двумя, тремя или четырьмя турбинами. Для каждой турбины должны быть выбраны или определены значения  $\pi$ ,  $c_p$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_t$  и  $\nu$ . В силовой турбине срабатывается только полезный теплоперепад  $H_e$ .

На основании уточненного расчета схемы в предварительном газодинамическом расчете турбины необходимо будет определить давление перед и за отсеками (ТВД, ТСД, ТНД, ССТ) и регенератором. Обычно гидравлические потери во всасывающем тракте перед компрессором  $\xi_{\text{вх.тр}}$  находятся в диапазоне 1–2 %. В таком случае давление воздуха перед и за компрессором можно определить как

$$p_{\text{в}} = P_{\text{а}} \xi_{\text{вх.тр}},$$

$$p_{\text{к}} = p_{\text{в}} \pi_{\text{к}}.$$

Давление продуктов сгорания перед турбиной  $p_{\text{г}}$  учитывает гидравлические потери в тракте высокого давления (камере сгорания, воздухопроводах и регенераторе), т. е.  $p_{\text{г}} = p_{\text{к}} (1 - \xi_{\text{тр}})$ . Давление продуктов сгорания за турбиной  $p_{\text{т}} = p_{\text{г}} / \pi_{\text{т}}$ . Полное давление  $p_{\text{т}}^*$  должно быть выше атмосферного на величину потерь в выходном тракте.

## 1.5. Примеры выполнения уточненного расчета тепловой схемы и определения выходных параметров ГТУ

### 1.5.1. Уточненный расчет тепловой схемы двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

В соответствии с выбором ГТУ-прототипа (ГТК-25ИР), предварительный тепловой расчет которой дан в п. 1.3.1, и рис. 1.4 принято номинальное значение  $\pi_{\text{к0}} = 8,6$ . КПД турбомашин принимаем в соответствии с рекомендациями подгл. 1.2. Уточнение теплофизических характеристик рабочих тел турбомашин: воздуха для компрессора и продуктов сгорания для турбин — производим по средней температуре в начале и конце процесса. Расчет ведем в следующей последовательности.

Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре, кДж/кг,

$$H_{\text{к}} = c_{\text{рк}} T_{\text{в}} \left( \pi_{\text{к0}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{\text{к}}^{-1},$$

где  $c_{pk} = 1,01 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $T_B = 288 \text{ К}$ ,  $k = 1,4$ .

КПД ОК определяется по формуле

$$\eta_k = \frac{T_B \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K - T_B} = \frac{288 \left( 8,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{569,1 - 288} = 0,87.$$

Дополнительно внесем поправку в значение работы сжатия при относительной влажности воздуха 60 %  $\varphi_a = 1,0041$  и  $T_a = 288 \text{ К}$

$$H_k = \varphi_a c_{pk} T_B \left( \pi_{k0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_k^{-1},$$

$$H_k = 1,0041 \cdot 1,01 \cdot 288 \cdot \left( 8,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 285,11 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Температура воздуха за компрессором

$$T_K = T_B + \frac{H_k}{c_{pk}},$$

$$T_K = 288 + \frac{285,11}{1,01} = 570,29 \text{ К}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в компрессоре

$$T_{cp} = \frac{T_B + T_K}{2},$$

$$T_{cp} = \frac{288 + 570,29}{2} = 429,14 \text{ К},$$

или  $t_{cp} = 156,14 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Уточняются теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия по прил. 1 (уточненным величинам присваивается индекс «'»):

$$c_{pk}' = 1,016 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$k_k' = 1,394.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия компрессора

$$H_k' = 1,016 \cdot 288 \cdot \left( 8,6^{\frac{1,394-1}{1,394}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 282,48 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором

$$T_k' = 288 + \frac{282,48}{1,016} = 566,06 \text{ К.}$$

Уточненное значение средней температуры процесса сжатия в компрессоре

$$T_{cp}' = \frac{288 + 566,06}{2} = 427,03 \text{ К.}$$

Ввиду малого (менее 2 %) изменения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре, дальнейшего уточнения теплофизических параметров воздуха не требуется.

Определяется коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания по рис. 1.3 или формуле

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367T_r}{T_r - T_B},$$

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 \cdot 1200}{1200 - 566,06} = 4,0.$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбинах ГТУ

$$\pi_{r\Sigma} = \pi_k (1 - \xi_{тр}),$$

$$\pi_{r\Sigma} = 8,6 \cdot (1 - 0,1) = 7,74.$$

Удельная работа расширения турбины компрессора будет

$$H_{r1} = \frac{H_k}{v_1 \eta_{мех}},$$

$$H_{r1} = \frac{282,48}{0,95 \cdot 0,98} = 303,42 \text{ кДж / кг.}$$

Температура продуктов сгорания за турбиной компрессора

$$T_{r1} = T_r - \frac{H_{r1}}{c_{пр1}},$$

$$T_{r1} = 1200 - \frac{303,42}{1,15} = 936,16 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в турбине компрессора

$$T_{\text{cpl}} = \frac{T_r + T_{\text{r1}}}{2},$$

$$T_{\text{cpl}} = \frac{1200 + 936,16}{2} = 1068,08 \text{ К},$$

или  $t_{\text{cpl}} = 795,08^\circ\text{С}$ .

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_B = 4,0$ :

$$c_{\text{pr1}}' = 1,0986 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)},$$

$$k_{\text{r1}}' = 1,355.$$

Уточняется температура продуктов сгорания за турбиной компрессора и средняя температура процесса расширения в турбине компрессора:

$$T_{\text{r1}}' = 1200 - \frac{303,42}{1,0986} = 923,81 \text{ К},$$

$$T_{\text{cpl}}' = \frac{1200 + 923,81}{2} = 1061,91 \text{ К}.$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора

$$\pi_{\text{r1}} = \left[ 1 - \frac{H_{\text{r1}}}{c_{\text{pr1}}' T_{\text{r1}}'} \right]^{\frac{k'}{1-k'}},$$

$$\pi_{\text{r1}} = \left[ 1 - \frac{303,42}{1,0986 \cdot 1200 \cdot 0,87} \right]^{\frac{1,355}{1-1,355}} = 3,231.$$

Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине

$$\pi_{\text{r2}} = \frac{\pi_{\text{r}\Sigma}}{\pi_{\text{r1}}},$$

$$\pi_{\text{r2}} = \frac{7,74}{3,23} = 2,40.$$

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_B = 4$ :

$$c_{\text{пр}2} = 1,072 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$k_{\text{т}2} = 1,367.$$

Удельная работа расширения силовой турбины

$$H_{\text{т}2} = c_{\text{пр}2} T_{\text{г}1} \left( 1 - \pi_{\text{т}2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\text{т}2},$$

$$H_{\text{т}2} = 1,072 \cdot 923,81 \cdot \left( 1 - 2,40^{\frac{1-1,367}{1,367}} \right) \cdot 0,88 = 182,20 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Температура продуктов сгорания за силовой турбиной

$$T_{\text{т}2} = T_{\text{г}1} - \frac{H_{\text{т}2}}{c_{\text{пр}2}},$$

$$T_{\text{т}2} = 923,81 - \frac{182,20}{1,072} = 753,90 \text{ К}.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в силовой турбине

$$T_{\text{ср}2} = \frac{T_{\text{г}1} + T_{\text{т}2}}{2},$$

$$T_{\text{ср}2} = \frac{923,81 + 753,90}{2} = 838,85 \text{ К},$$

или  $t_{\text{ср}} = 565,85^\circ \text{С}$ .

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{\text{в}} = 4$ :

$$c_{\text{пр}2}' = 1,071 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$k_{\text{т}2}' = 1,367.$$

Удельная работа расширения силовой турбины (уточненное значение)

$$H_{\text{т}2} = c_{\text{пр}2}' T_{\text{г}1} \left( 1 - \pi_{\text{т}2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\text{т}2},$$

$$H_{\text{т}2} = 1,071 \cdot 923,81 \cdot \left( 1 - 2,40^{\frac{1-1,367}{1,367}} \right) \cdot 0,88 = 182,17 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Температура продуктов сгорания за силовой турбиной (уточненное значение)

$$T'_{\tau 2} = T_{\tau 1} - \frac{H_{\tau 2}}{c_{\text{пр}2}},$$

$$T'_{\tau 2} = 923,81 - \frac{182,17}{1,071} = 753,72 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в силовой турбине (уточненное значение)

$$T_{\text{ср}2} = \frac{T_{\tau 1} + T_{\tau 2}}{2},$$

$$T_{\text{ср}2} = \frac{923,81 + 753,72}{2} = 838,77 \text{ К,}$$

или  $t_{\text{ср}} = 565,77 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Дальнейшего уточнения теплофизических параметров при расширении продуктов сгорания в силовой турбине не требуется.

Удельная полезная работа ГТУ

$$H_e = H_{\tau 2} v_2 \eta_{\text{мех}},$$

$$H_e = 182,17 \cdot 1 \cdot 0,98 = 178,53 \text{ кДж / кг.}$$

Определяем нагрев воздуха в регенераторе

$$\Delta T_p = r(T_{\tau 2} - T'_k) = 0,8 \cdot (753,72 - 566,06) = 150,13 \text{ К.}$$

Температура воздуха на выходе из регенератора (на входе в камеру сгорания) будет

$$T_p = T'_k + \Delta T_p = 566,06 + 150,13 = 716,20 \text{ К,}$$

или  $t_p = 443,20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Уточняем теплофизические свойства воздуха (прил. 1) при температуре  $T_p$  и  $\alpha = \infty$

$$c'_{\text{рв}} \Big|_{T_p=443,20 \text{ }^{\circ}\text{C}}^{\alpha=\infty} = 1,032 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Количество теплоты воздуха, поступающего в камеру сгорания, определяется как

$$Q_b = c'_{\text{рв}} T_p (1 - q_{\text{yt}} - q_{\text{ох}}) = 1,032 \cdot 716,20 \cdot (1 - 0,015 - 0,05) = 691,07 \text{ кДж / кг.}$$



Теплофизические свойства продуктов сгорания при процессе подвода теплоты в камере сгорания

$$c'_{\text{ркс}} \Big|_{t_{\text{cp}}=685^{\circ}\text{C}}^{\alpha=4} = 1,0856 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

где  $t_{\text{cp}} = (T_{\text{r}} + T_{\text{p}}) / 2 - 273 = (1200 + 716,20) / 2 - 273 = 685,10^{\circ}\text{C}$ .

Количество теплоты, подведенное к рабочему телу в камере сгорания,

$$Q_{\text{кс}} = \frac{c'_{\text{ркс}} T_{\text{r}} (1 - q_{\text{охл}})}{\eta_{\text{кс}}} - Q_{\text{в}} = \frac{1,0856 \cdot 1200 \cdot (1 - 0,05)}{0,985} - 691,07 = 565,82 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Эффективный КПД газотурбинной установки составит

$$\eta_e = \frac{H_e}{Q_{\text{кс}}} = \frac{178,53}{565,82} = 0,315.$$

Расход воздуха в цикле, обеспечивающий номинальную мощность,

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e}{H_e v_2},$$

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e}{H_e v_2} = \frac{22\,200}{178,53 \cdot 1} = 124,35 \text{ кг}/\text{с}.$$

Расходы рабочего тела для турбин ГТУ:

$$G_{\text{т1}} = G_{\text{в}} v_1 = 124,35 \cdot 0,95 = 118,13 \text{ кг}/\text{с},$$

$$G_{\text{т2}} = G_{\text{в}} v_2 = 124,35 \cdot 1 = 124,35 \text{ кг}/\text{с}.$$

По полученным расходам рабочего тела на турбины и компрессор и адиабатным теплоперепадам осуществляют проектирование или моделирование компрессора и расчет проточной части турбин.

### 1.5.2. Пример уточненного теплового расчета трехвальной схемы ГТУ при номинальном режиме

В соответствии с выбором ГТУ-прототипа (АЛ-31СТ), предварительный тепловой расчет которой дан в п. 1.3.2, и рис. 1.5 принято номинальное значение  $\pi_{\text{к0}} = 17,5$  (далее  $\pi_{\text{кг}}$ ). КПД турбомашин принимаем в соответствии с рекомендациями подгл. 1.2. Уточнение теплофизических характеристик рабочих тел турбомашин: воздуха для компрессора и продуктов сгорания для турбин — производим по средней температуре в начале и конце процесса. Расчет ведем в следующей последовательности.

Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре низкого давления

$$H_{к1} = c_{рк1} T_B \left( \pi_{к1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{к1}^{-1},$$

где  $c_{рк} = 1,01$  кДж/(кг·К),  $T_B = 288$  К,  $\eta_k = 0,87$ ,  $k = 1,4$ .

КПД компрессора определяется по формуле

$$\eta_k = \frac{T_B \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k - T_B} = \frac{288 \cdot \left( 4,39^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{462,21 - 288} = 0,87,$$

$$H_k = 1,01 \cdot 288 \cdot \left( 4,39^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 176,68 \text{ кДж / кг.}$$

Температура воздуха за компрессором

$$T_{в2} = T_{в1} + \frac{H_{к1}}{c_{рк}},$$

$$T_{в2} = 288 + \frac{176,68}{1,01} = 462,93 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в компрессоре

$$T_{ср1} = \frac{T_{в1} + T_{в2}}{2},$$

$$T_{ср1} = \frac{288 + 462,93}{2} = 375,46 \text{ К,}$$

или  $t_{ср1} = 102,46$  °С.

Уточняются теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия при  $\alpha_B = \infty$  по прил. 1 (уточненным величинам присваивается индекс «'»):

$$c_{рк}' = 1,005 \text{ кДж / (кг · К);}$$

$$k_k' = 1,4.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия компрессора будет

$$H_{к1}' = 1,005 \cdot 288 \cdot \left( 4,39^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 175,70 \text{ кДж / кг.}$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором

$$T_{в2}' = 288 + \frac{175,70}{1,005} = 462,82 \text{ К.}$$

Уточненное значение средней температуры процесса сжатия в компрессоре

$$T_{ср1}' = \frac{288 + 462,82}{2} = 375,41 \text{ К.}$$

Ввиду малости изменения значения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре (менее 2 %), дальнейшего уточнения теплофизических параметров воздуха не требуется.

Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре высокого давления, кДж/кг,

$$H_{к2} = c_{рк} T_{в2} \left( \pi_{к2}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{к2}^{-1},$$

где  $c_{рк} = 1,01 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $T_{в2} = 462,82 \text{ К}$ ,  $\eta_{к} = 0,87$ ,  $k = 1,4$ .

$$H_{к2} = 1,01 \cdot 462,82 \cdot \left( 3,98^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 261,28 \text{ кДж / кг.}$$

Температура воздуха за компрессором

$$T_{к2} = T_{в2} + \frac{H_{к2}}{c_{рк}},$$

$$T_{к2} = 462,82 + \frac{261,28}{1,01} = 721,52 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в компрессоре

$$T_{ср2} = \frac{T_{в2} + T_{к2}}{2},$$

$$T_{ср2} = \frac{462,82 + 721,52}{2} = 592,17 \text{ К,}$$

или  $t_{ср2} = 319,17^\circ \text{С}$ .

Уточняются теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия при  $\alpha = \infty$  по прил. 1 (уточненным величинам присваивается индекс «'»):

$$c_{рк}' = 1,02 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$k_{к}' = 1,392.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия компрессора будет

$$H'_{\kappa 2} = 1,02 \cdot 462,82 \cdot \left( 3,98^{\frac{1,392-1}{1,392}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,87} = 259,03 \text{ кДж / кг.}$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором составит

$$T'_{\kappa 2} = 462,82 + \frac{259,03}{1,02} = 716,77 \text{ К.}$$

Уточненное значение средней температуры процесса сжатия в компрессоре

$$T'_{\text{ср}2} = \frac{462,82 + 716,77}{2} = 589,80 \text{ К.}$$

Ввиду малости изменения значения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре (менее 2 %), дальнейшего уточнения теплофизических параметров воздуха не требуется.

Определяется коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 \cdot T_{\Gamma}}{T_{\Gamma} - T'_{\kappa 2}},$$

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 \cdot 1440}{1440 - 716,77} \approx 3,4.$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбинах ГТУ

$$\pi_{\text{т}\Sigma} = \pi_{\kappa} (1 - \xi_{\text{тр}}),$$

$$\pi_{\text{т}\Sigma} = 17,5 \cdot (1 - 0,03) = 16,98.$$

Удельная работа расширения турбины компрессора высокого давления

$$H_{\text{т}1} = \frac{H'_{\kappa 2}}{\nu_1 \eta_{\text{мех}}},$$

$$H_{\text{т}1} = \frac{259,03}{0,814 \cdot 0,99} = 321,43 \text{ кДж / кг.}$$

Температура продуктов сгорания за турбиной компрессора высокого давления

$$T_{r2} = T_{r1} - \frac{H_{r1}}{c_{pr1}},$$

$$T_{r2} = 1440 - \frac{321,43}{1,15} = 1160,49 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в турбине компрессора высокого давления

$$T_{cpl} = \frac{T_r + T_{r1}}{2},$$

$$T_{cpl} = \frac{1440 + 1160,49}{2} = 1300,25 \text{ К,}$$

или  $t_{cpl} = 1027,25^\circ\text{C}$ .

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_B = 3,4$ :

$$c_{pr1}' = 1,130 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)},$$

$$k_{r1}' = 1,342.$$

Уточняется температура продуктов сгорания за турбиной компрессора и средняя температура процесса расширения в турбине компрессора высокого давления:

$$T_{r1}' = 1440 - \frac{321,43}{1,130} = 1155,52 \text{ К,}$$

$$T_{cpl}' = \frac{1440 + 1155,52}{2} = 1297,76 \text{ К,}$$

или  $t_{cpl}' = 1024,76^\circ\text{C}$ .

Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора высокого давления

$$\pi_{r1} = \left[ 1 - \frac{H_{r1}}{c_{pr1}' T_{r1}' \eta_{r1}} \right]^{\frac{k_{r1}'}{1-k_{r1}'}},$$

$$\pi_{r1} = \left[ 1 - \frac{321,43}{1,130 \cdot 1440 \cdot 0,87} \right]^{\frac{1,342}{1-1,342}} = 2,748.$$

Удельная работа расширения турбины компрессора низкого давления

$$H_{т2} = \frac{H'_{к1}}{v_2 \eta_{\text{мех}}},$$

$$H_{т2} = \frac{175,70}{0,947 \cdot 0,99} = 187,40 \text{ кДж / кг.}$$

Температура продуктов сгорания за турбиной компрессора низкого давления

$$T_{т2} = T'_{т1} - \frac{H_{т2}}{c_{рт2}},$$

$$T_{т2} = 1155,52 - \frac{187,40}{1,15} = 992,56 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в турбине компрессора низкого давления

$$T_{ср2} = \frac{T_{т1} + T_{т2}}{2},$$

$$T_{ср2} = \frac{1155,52 + 992,56}{2} = 1074,04 \text{ К,}$$

или  $t_{ср2} = 801,04 ^\circ\text{С}$ .

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_B = 3,4$ :

$$c_{рт2}' = 1,105 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)},$$

$$k_{т2}' = 1,352.$$

Уточняется температура продуктов сгорания за турбиной компрессора низкого давления и средняя температура процесса расширения в турбине:

$$T_{т2}' = 1155,52 - \frac{187,40}{1,105} = 985,92 \text{ К,}$$

$$T_{ср2}' = \frac{985,92 + 1155,52}{2} = 1070,72 \text{ К.}$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора низкого давления

$$\pi_{\tau 2} = \left[ 1 - \frac{H_{\tau 2}}{c_{\text{пр}2} \cdot T_{\tau 2} \eta_{\tau 2}} \right]^{\frac{k_{\tau'}}{1-k_{\tau'}}},$$

$$\pi_{\tau 2} = \left[ 1 - \frac{187,40}{1,105 \cdot 985,92 \cdot 0,87} \right]^{\frac{1,352}{1-1,352}} = 2,032.$$

Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине

$$\pi_{\tau 3} = \frac{\pi_{\tau \Sigma}}{\pi_{\tau 1} \cdot \pi_{\tau 2}},$$

$$\pi_{\tau 3} = \frac{16,98}{2,748 \cdot 2,032} = 3,040.$$

Удельная работа расширения силовой турбины

$$H_{\tau 3} = c_{\text{пр}3} T_{\tau 3} \left( 1 - \pi_{\tau 3}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\tau 3},$$

$$H_{\tau 3} = 1,082 \cdot 985,92 \cdot \left( 1 - 3,040^{\frac{1-1,363}{1,363}} \right) \cdot 0,88 = 240,40 \text{ кДж / кг.}$$

Температура продуктов сгорания за силовой турбиной

$$T_{\tau 3} = T'_{\tau 2} - \frac{H_{\tau 3}}{c_{\text{пр}3}},$$

$$T_{\tau 3} = 985,92 - \frac{240,40}{1,082} = 763,73 \text{ К.}$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в силовой турбине

$$T_{\text{ср}3} = \frac{T_{\tau 2} + T_{\tau 3}}{2},$$

$$T_{\text{ср}2} = \frac{985,92 + 763,73}{2} = 874,83 \text{ К,}$$

или  $t_{\text{ср}2} = 601,83^{\circ} \text{С.}$

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_B = 3,4$  для силовой турбины:

$$c'_{\text{рт3}} = 1,081 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$k'_{\text{т3}} = 1,363.$$

Уточняем удельную работу расширения в силовой турбине

$$H'_{\text{т3}} = c'_{\text{рт3}} T_{\text{т3}} \left( 1 - \pi_{\text{т3}}^{\frac{1-k'}{k'}} \right) \eta_{\text{т3}},$$

$$H'_{\text{т3}} = 1,081 \cdot 985,92 \cdot \left( 1 - 3,040^{\frac{1-1,363}{1,363}} \right) \cdot 0,88 = 240,36 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Уточняем температуру продуктов сгорания за силовой турбиной

$$T'_{\text{т3}} = T'_{\text{т2}} - \frac{H'_{\text{т3}}}{c'_{\text{рт3}}},$$

$$T'_{\text{т3}} = 985,92 - \frac{240,36}{1,081} = 763,52 \text{ К}.$$

В таком случае удельная полезная работа ГТУ

$$H_e = H'_{\text{т3}} \nu_3 \eta_{\text{мех}},$$

$$H_e = 240,36 \cdot 1,004 \cdot 0,99 = 238,91 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Уточняются теплофизические свойства воздуха при температуре  $T'_\kappa$  и  $\alpha_B = \infty$

$$c'_{\text{рв}} = 1,033 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты воздуха, поступающего в камеру сгорания,

$$Q_B = c'_{\text{рв}} T_\kappa (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{yt}}),$$

$$Q_B = 1,033 \cdot 716,77 \cdot (1 - 0,19 - 0,012) = 590,86, \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Теплофизические свойства продуктов сгорания при процессе подвода теплоты в камере сгорания при средней температуре в камере сгорания  $T_{\text{ср.кc}}$  и  $\alpha_B = 3,4$ :

$$c'_{\text{ркc}} \Big|_{t_{\text{ср}}=805^\circ\text{C}}^{\alpha=3,4} = 1,106 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}),$$

где  $t_{\text{ср}} = (T_\Gamma + T_\kappa) / 2 - 273 = (1440 + 716,77) / 2 - 273 = 805,39^\circ\text{C}$ .

Количество теплоты, подведенное к камере сгорания,

$$Q_{\text{кc}} = \frac{c'_{\text{ркc}} T_\Gamma (1 - q_{\text{охл}})}{\eta_{\text{кc}}} - Q_B,$$



$$Q_{\text{кк}} = \frac{1,106 \cdot 1440 \cdot (1 - 0,19)}{0,995} - 590,86 = 705,66 \text{ кДж / кг.}$$

Эффективный КПД газотурбинной установки

$$\eta_e = \frac{H_e}{Q_{\text{кк}}},$$

$$\eta_e = \frac{238,91}{705,66} = 0,34.$$

Расход воздуха в цикле, обеспечивающий номинальную мощность,

$$G_B = \frac{N_e}{H_e v_3},$$

$$G_B = \frac{16\,000}{238,91 \cdot 1,004} = 66,71 \text{ кг/с.}$$

Расходы рабочего тела для турбин ГТУ:

$$G_{T1} = G_B v_1, \text{ кг/с, } G_{T1} = 66,71 \cdot 0,814 = 54,30 \text{ кг/с;}$$

$$G_{T2} = G_B v_2, \text{ кг/с, } G_{T2} = 66,71 \cdot 0,947 = 63,17 \text{ кг/с;}$$

$$G_{T3} = G_B v_3, \text{ кг/с, } G_{T3} = 66,71 \cdot 1,004 = 66,97 \text{ кг/с.}$$

По полученным значениям расхода рабочего тела через отсеки ГТУ и соответствующим значениям адиабатного теплоперепада осуществляют проектирование или моделирование компрессора и расчет проточной части турбин.

## 1.6. Расчет климатических характеристик и переменных режимов работы ГТУ

Особенность ГТУ открытого цикла — большая зависимость развиваемой мощности и других ее показателей от параметров атмосферного воздуха.

Барометрическое давление в любой местности обычно колеблется не больше чем на 4 % от среднего значения. В соответствии с этим плотность воздуха, его расход и полезная мощность ГТУ меняются также не более чем на 4 %, а КПД остается постоянным.

Однако температура воздуха в центральной части континентов может изменяться в течение суток на 5–7 % (до 15–20 °С), а в течение года более чем на 30 % (по шкале Кельвина), например, от –50 °С зимой до +40 °С летом при среднегодовой около 0 °С. При увеличении температуры засасываемого воздуха возрастает работа сжатия каждого килограмма рабочего тела пропорционально его абсолютной температуре, уменьшается расход воздуха из-за снижения его плотности, а при неизменности подводимой к компрессору удельной мощности падает и его напор. В приводных ГТУ расход уменьшается и вследствие снижения частоты вращения компрессорного вала, т. к. для ее поддержания требуется превышение температуры газа перед турбиной, что обычно не допускается по условиям надежности.

При пониженной по сравнению с расчетной температурой атмосферного воздуха картина меняется на обратную: расход, мощность и эффективный КПД увеличиваются.

Для построения зависимости располагаемой мощности приводной ГТУ от температуры воздуха  $t_v$  (климатические характеристики ГТУ) необходимо знание в первую очередь фактических характеристик компрессоров и способа регулирования ГТУ (возможность поддержания заданной частоты вращения турбокомпрессорного вала, заданной температуры продуктов сгорания за турбиной и т. д.). Кроме этого на зависимость располагаемой мощности от  $t_v$  влияют: степень повышения давления в цикле, расчетная (номинальная) температура продуктов сгорания перед турбиной, КПД компрессоров и турбин, гидравлические потери по тракту ГТУ и другие факторы.

По ГОСТу на приводные ГТУ максимальное значение мощности ограничено величиной 120 % от номинальной. Приведенные ниже примеры расчетов переменного режима работы дают достаточную точность для турбин с неохлаждаемыми лопатками.

### 1.6.1. Расчет переменного режима работы двухвальной ГТУ

Исходной информацией для расчета являются данные номинального режима работы. Расчет проводят, используя уравнение расхода через турбину — уравнение Стодола — Флюгеля [14, 17]. Для приводных ГТУ точность этой зависимости обычно достаточна и для ответственных расчетов. Для отсеков турбин с регулируемым сопловым аппаратом эта формула не применяется.

Параметрам номинального режима работы дополнительно присваиваем индекс «0». Относительные величины рассматриваем по отношению к номинальному режиму работы, то есть  $\bar{N}_e = N_e / N_{e_0}$ .

Для всей турбины двухвальной ГТУ (ТВД и ТНД) уравнение Стодоль — Флюгеля представим в виде

$$\bar{G}\sqrt{\bar{T}_r} = \sqrt{\frac{\pi_r^2 - 1}{\pi_{r0}^2 - 1}}.$$

Выражая  $\pi_{r2} = \pi_r / \pi_{r1}$ , составляем уравнение расхода для первой турбины (ТВД)

$$\bar{G}\sqrt{\bar{T}_r} = \frac{\pi_r}{\pi_{r1}} \frac{\pi_{r10}}{\pi_{r0}} \sqrt{\frac{\pi_{r1}^2 - 1}{\pi_{r10}^2 - 1}}.$$

Поскольку  $T_r = T_{r1}$ , приравниваем правые части записанных ранее уравнений и получаем соотношение

$$\frac{\pi_{r1}^2 - 1}{\pi_{r1}^2} = \frac{\pi_r^2 - 1}{\pi_r^2} A,$$

где  $A = \frac{1 - \pi_{r10}^{-2}}{1 - \pi_{r0}^{-2}}$  и  $\pi_{r1} = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A(\pi_r^2 - 1)}{\pi_r^2}}}$ .

При ручном счете постоянную  $A$  следует вычислять с пятью значащими цифрами. Обычно для приводных ГТУ обсчитывают два вида режимов: переменной мощности при постоянной температуре воздуха и переменной температуры воздуха при постоянной температуре продуктов сгорания перед турбиной, то есть определяют располагаемую мощность.

Пример расчета переменного режима работы схемы ГТУ, рассмотренной в п. 1.5.1 (режим переменной мощности при постоянной температуре воздуха) (определение располагаемой мощности ГТУ), представлен в табл. 1.4.

При расчете режимов  $\bar{N}_e = \text{var}$ ,  $\bar{T}_b = 1,0$  удобно задавать значения  $\pi_r$  приблизительно на 20 и 40 % меньше  $\pi_{r0}$ . Контрольным столбцом является столбец, соответствующий значению  $\pi_{r0}$ . Данные этого столбца должны соответствовать номинальному режиму работы ГТУ. При машинном счете шаг изменения значения  $\pi_r$  может быть произвольным.

После выполнения расчетов, по данным табл. 1.4 строят зависимости  $\bar{G}, \pi_{r1}, \bar{T}_r, \eta_e = f(\bar{N}_e)$  и  $\pi_{r1}, \pi_{r2} = f(\pi_r)$ , приведенные на рис. 1.6 и 1.7, а по данным табл. 1.5 — зависимости  $\bar{N}_e, \bar{\eta}_e = f(t_b)$ , изображенные на рис. 1.8. При наличии универсальной характеристики компрессора на нее можно нанести полученные точки линии рабочих режимов

по координатам  $\pi_k$  —  $G_{пр}$  и определить приведенную частоту вращения на рассчитанных режимах. В приведенных в табл. 1.4 и 1.5 расчетах считаем, что ГТУ не оснащена регулируемым сопловым аппаратом ССТ.

### 1.6.2. Расчет переменного режима работы двухвальной приводной ГТУ с учетом заданной программы регулирования

На газопроводах ПАО «Газпром» установлены газоперекачивающие агрегаты импортного производства ГТК-25И(Р) и ГТК-10И(Р), которые имеют в конструкции ГТУ регулируемый сопловый аппарат (РСА) свободной силовой турбины. Это позволяет использовать при управлении ГТУ дополнительный регулирующий фактор. В частности, у упомянутых агрегатов РСА силовой турбины позволяет поддерживать постоянную заданную частоту вращения турбокомпрессорного вала. При переводе ГТУ на регенеративный цикл можно также рассматривать и усовершенствование закона управления ГТУ — поддержание постоянной температуры продуктов сгорания за турбиной.

Подобная программа регулирования имеет ряд достоинств:

- позволяет повысить экономичность приводной ГТУ в холодное время года;
- обеспечить независимость эффективного КПД ГТУ от величины нагрузки, которую несет агрегат.

Иными словами, программа поддержания постоянной температуры продуктов сгорания за турбиной позволяет улучшить климатические характеристики приводной регенеративной ГТУ.

Однако среди достоинств такой программы регулирования есть и небольшой недостаток. Необходимо изменять расход воздуха в цикле за счет изменения площади проходного сечения входного направляющего аппарата циклового компрессора.

Параметры номинального режима работы:  $T_{г_0} = 1200 \text{ К}$ ;  $\pi_{к_0} = 8,6$ ;  
 $H_{e_0} = 178,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $\pi_{т_0} = 7,74$ ;  $\pi_{т_{10}} = 3,23$ ;  $\pi_{т_{20}} = 2,40$ ;  
 $A = \frac{1 - \pi_{т_{10}}^{-2}}{1 - \pi_{т_0}^{-2}} = \frac{1 - 3,23^{-2}}{1 - 7,74^{-2}} = 0,9196$ .

Значения КПД турбомашин, теплофизических параметров рабочих тел, вспомогательных коэффициентов принимаем из уточненного расчета схемы ГТУ при номинальном режиме работы.

Результаты расчетов при различных программах регулирования приведены в табл. 1.4—1.6.

Таблица 1.4

Пример расчета двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
$\overline{\text{Режим}} \ N_e = \text{var}, \ T_B = 1,0$									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_{\tau}$	Задаем	—	7,90	7,74	7,50	7,30	7,10	6,90
2. Комплекс	$\bar{G}\sqrt{T_r}$	$\sqrt{\frac{\pi_{\tau}^2 - 1}{\pi_{\tau_0}^2 - 1}}$	—	1,02	1,00	0,97	0,94	0,92	0,89
3. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора	$\pi_{\tau 1}$	$\sqrt{1 - \frac{A(\pi_{\tau}^2 - 1)}{\pi_{\tau}^2}}$	—	3,24	3,23		3,20	3,18	3,17
4. Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$\pi_{\tau 2}$	$\pi_{\tau} / \pi_{\tau 1}$	—	2,44	2,39	2,33	2,28	2,23	2,18
5. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_{\kappa}$	$\pi_{\tau} / (1 - \zeta_{\text{тр}})$	—	8,78	8,60	8,33	8,11	7,89	7,67
6. Относительная степень повышения давления	$\bar{\pi}_{\kappa}$	$\pi_{\kappa} / \pi_{\kappa 0}$	—	1,02	1,00	0,97	0,94	0,92	0,89
7. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре	$H_{\kappa}$	$c_{\text{ркс}} T_{\text{ркс}} (\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1) \eta_{\kappa}^{-1}$	кДж/кг	284,91	281,33	275,86	271,20	266,45	261,61
8. Температура воздуха за компрессором	$T_{\kappa}$	$T_B + H_{\kappa} / c_{\text{ркс}}$	К	568,45	564,93	559,54	554,96	550,28	545,51

Продолжение табл. 1.4

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
9. Удельная работа расширения первой турбины	$H_{r1}$	$H_k / (v_1 \eta_{\text{мех}})$	кДж/кг	306,03	302,18	296,30	291,30	286,20	281,00
10. Температура продуктов сгорания перед первой турбиной	$T_{r1}$	$\frac{H_{r1}}{c_{pr1} \eta_{r1} \left( 1 - \pi_{r1}^{\frac{1-k}{k}} \right)}$	К	1207,20	1194,83	1176,04	1160,15	1144,07	1127,77
11. Относительная температура продуктов сгорания перед турбиной	$\bar{T}_{r1}$	$T_{r1} / T_{r10}$	—	1,01	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94
12. Комплекс	$\sqrt{\bar{T}_{r1}}$	$\sqrt{T_{r1} / T_{r10}}$	—	1,01	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97
13. Относительный расход воздуха через компрессор	$\bar{G}$	$\frac{\text{п. 2}}{\text{п. 12}}$	—	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92
14. Температура продуктов сгорания перед силовой турбиной	$T_{r2}$	$T_{r1} - H_{r1} / c_{pr1}$	К	928,64	919,76	906,32	894,99	883,55	871,99
15. Удельная работа расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$H_{r2}$	$c_{pr2} T_{r2} \left( 1 - \pi_{r2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{r2}$	кДж/кг	186,27	181,32	173,87	167,65	161,42	155,17
16. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{r2} v_2 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	182,54	177,69	170,40	164,30	158,19	152,06
17. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e0}$	—	1,03	1,00	0,96	0,92	0,89	0,86
18. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{G} \bar{H}_e$	—	1,04	1,00	0,94	0,88	0,83	0,78

Продолжение табл. 1.4

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
19. Температура продуктов сгорания за турбиной	$T_t$	$T_t - H_{t2}/c_{pt}$	К	754,73	750,48	743,99	738,47	732,85	727,12
20. Нагрев воздуха в регенераторе	$\Delta T_p$	$(T_t - T_k)r$	К	149,03	148,44	147,56	146,81	146,05	145,29
21. Температура воздуха за регенератором	$T_p$	$T_k + (T_t - T_k)r$	К	717,48	713,37	707,10	701,77	696,33	690,80
22. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_B$	$c_{pv} T_p (1 - q_{охл} - q_{yt})$	кДж/кг	692,31	688,35	682,29	677,15	671,91	666,57
23. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{КС}$	$c_{pкс-г} T_t (1 - q_{охл}) - Q_B$	кДж/кг	552,65	543,86	530,53	519,30	507,95	496,48
24. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{кс})/Q_{КС}$	—	0,325	0,322	0,316	0,312	0,307	0,302
Режим $\bar{N}_e = 1,0, \bar{T}_B = \text{var}$									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_t$	Задаем	—	7,90	7,74	7,50	7,30	7,10	6,90
2. Комплекс	$\bar{G}$	$\sqrt{\frac{\pi_t^2 - 1}{\pi_{t0}^2 - 1}}$	—	1,02	1,00	0,97	0,94	0,92	0,89
3. Степень расширения продуктов сгорания в первой турбине	$\pi_{t1}$	$\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A(\pi_t^2 - 1)}{\pi_t^2}}}$	—	3,24	3,23	3,22	3,20	3,18	3,17

Продолжение табл. 1.4

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
4. Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине	$\pi_{\tau 2}$	$\pi_{\tau} / \pi_{\tau 1}$	—	2,44	2,39	2,33	2,28	2,23	2,18
5. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_{\kappa}$	$\pi_{\tau} / (1 - \zeta_{\text{пр}})$	—	8,78	8,60	8,33	8,11	7,89	7,67
6. Удельная работа расширения в первой турбине	$H_{\tau 1}$	$c_{\text{пр}1} T_{\tau 1} \left( 1 - \pi_{\tau 1}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\tau 1}$	кДж/кг	304,20	303,49	302,34	301,31	300,19	298,99
7. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре	$H_{\kappa}$	$H_{\tau 1} \nu_1 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	283,21	282,55	281,48	280,52	279,48	278,36
8. Температура воздуха на входе в компрессор	$T_{\text{в}}$	$\frac{H_{\kappa} \eta_{\kappa}}{c_{\text{р} \kappa} \left( \pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}$	К	286,28	289,25	293,87	297,89	302,08	306,44
9. Температура воздуха за компрессором	$T_{\kappa}$	$T_{\text{в}} + H_{\kappa} / c_{\text{р} \kappa}$	К	565,06	567,37	570,94	574,02	577,18	580,45
10. Температура продуктов сгорания перед свободной силовой турбиной	$T_{\tau 2}$	$T_{\tau 1} - H_{\tau 1} / c_{\text{пр}1}$	К	923,09	923,74	924,79	925,73	926,74	927,84
11. Удельная работа расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$H_{\tau 2}$	$c_{\text{пр}2} T_{\tau 2} \left( 1 - \pi_{\tau 2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\tau 2}$	кДж/кг	185,15	182,10	177,42	173,41	169,31	165,11
12. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{\tau 2} \nu_2 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	181,45	178,46	173,87	169,94	165,92	161,80
13. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e_0}$	—	1,02	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91



Окончание табл. 1.4

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
14. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{G}\bar{H}_e$	—	1,04	1,00	0,94	0,90	0,85	0,81
15. Температура продуктов сгорания за турбиной	$T_{\tau}$	$T_{\tau 2} - H_{\tau 2} / c_{\text{пр}}$	К	750,23	753,73	759,15	763,83	768,67	773,69
16. Нагрев воздуха в регенераторе	$\Delta T_p$	$(T_{\tau} - T_{\kappa})r$	К	148,14	149,09	150,56	151,85	153,19	154,59
17. Температура воздуха за регенератором	$T_p$	$T_{\kappa} + (T_{\tau} - T_{\kappa})r$	К	713,20	716,46	721,51	725,87	730,38	735,04
18. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_{\text{в}}$	$c_{\text{рв}} T_{\text{р}} (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{yt}})$	кДж/кг	688,18	691,32	696,20	700,40	704,76	709,26
19. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{\text{кс}}$	$c_{\text{ркс}} T_{\text{r}} (1 - q_{\text{охл}}) - Q_{\text{в}}$	кДж/кг	549,36	546,21	541,34	537,13	532,78	528,28
20. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{\text{кс}}) / Q_{\text{кс}}$	—	0,325	0,322	0,316	0,312	0,307	0,302
21. Относительный эффективный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e_0}$	—	1,011	1,000	0,983	0,968	0,953	0,937

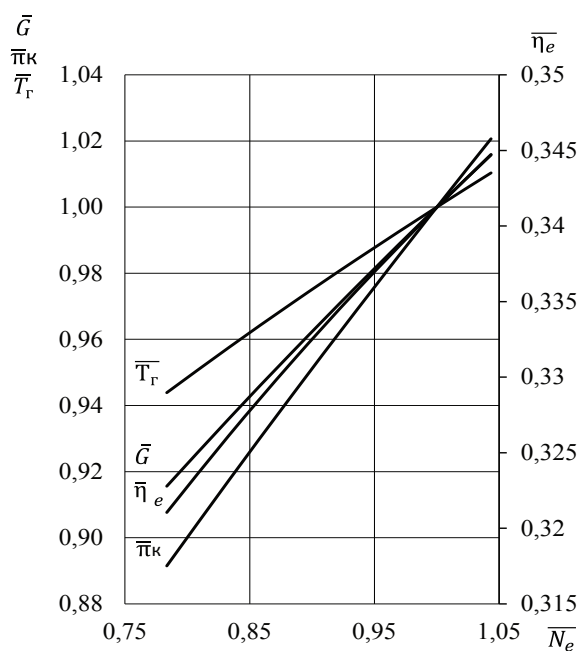


Рис. 1.6. Зависимость определяющих параметров двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов от относительной эффективной мощности

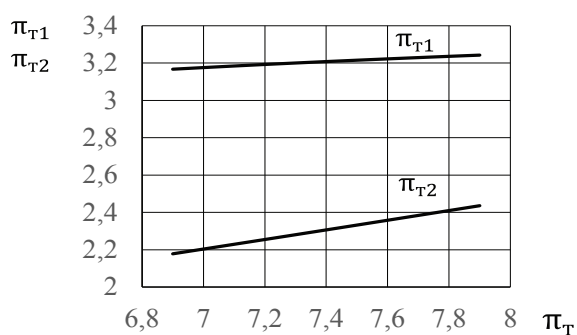


Рис. 1.7. Зависимость степени расширения первой и второй турбин двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов от общей степени расширения на турбины

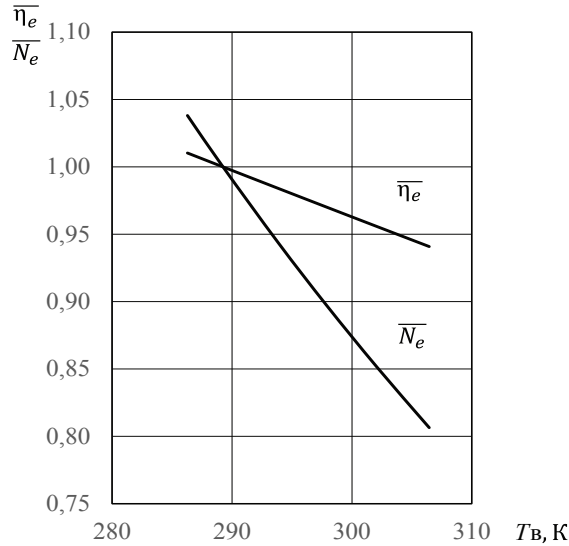


Рис. 1.8. Климатические характеристики двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

Пример расчета переменного режима работы двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов, рассмотренной в п. 1.5.1, оснащенной регулируемым сопловым аппаратом силовой турбины, в режиме  $n_k = \text{const}$ ,  $\bar{G} = 1,0$ ,  $\bar{T}_b = 1,0$ ,  $\bar{N}_e = \text{var}$  и  $\bar{T}_b = 1,0$ ,  $\bar{T}_t = 1,0$ ,  $\bar{N}_e = \text{var}$  представлен в табл. 1.5. Зависимости определяющих характеристик ГТУ от относительной эффективной мощности представлены на рис. 1.9.

В табл. 1.6 представлены результаты расчета климатических характеристик приводной регенеративной ГТУ с РСА СТ, управляемой по закону  $\bar{N}_e = 1,0$ ;  $\bar{T}_t = 1,0$ ;  $T_b < T_{b0}$ , а на рис. 1.10 — графическое представление результатов расчета. Параметры номинального режима работы для этого расчета:  $T_{t0} = 1200 \text{ K}$ ;  $T_{t0} = 753,73 \text{ K}$ ;  $\pi_{k0} = 8,6$   $H_{e0} = 178,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $\pi_{t0} = 7,74$ ;  $\pi_{t10} = 3,23$ ;  $\pi_{t20} = 2,40$ ;  $A = \frac{1 - \pi_{t10}^{-2}}{1 - \pi_{t0}^{-2}} = \frac{1 - 3,23^{-2}}{1 - 7,74^{-2}} = 0,9196$ .

Значения КПД турбомашин, теплофизических параметров рабочих тел, вспомогательных коэффициентов принимаем из уточненного расчета схемы ГТУ при номинальном режиме работы.

Из кривых на рис. 1.10 следует, что программа регулирования, поддерживающая постоянную температуру продуктов сгорания за турбиной, обеспечивает почти полную независимость эффективного КПД ГТУ от величины нагрузки на газотурбинную установку.

Таблица 1.5

Пример расчета тепловой схемы двухвальной ГТУ на основе ГТК-25ИР с регенерацией теплоты уходящих газов, оснащенной РСА СТ

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
Режим $n_k = \text{const}$ , $\bar{G} = 1,0$ ; $\bar{T}_B = 1,0$ ; $\bar{N}_e = \text{var}$									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_r$	Задаем	—	7,90	7,74	7,50	7,30	7,10	6,90
2. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k$	$\pi_r / (1 - \zeta_{\text{тр}})$	—	8,78	8,60	8,33	8,11	7,89	7,67
3. Удельная работа сжатия компрессора	$H_k$	$c_{\text{рк}} T_B \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_k^{-1}$	кДж/кг	284,91	281,33	275,86	271,20	266,45	261,61
4. Удельная работа расширения первой турбины	$H_{r1}$	$H_k / (v_1 \eta_{\text{мех}})$	кДж/кг	306,03	302,18	296,30	291,30	286,20	281,00
5. Относительная температура продуктов сгорания перед турбиной	$\bar{T}_r$	$\frac{\pi_r^2 - 1}{\pi_{r0}^2 - 1}$	—	1,04	1,00	0,94	0,89	0,84	0,79
6. Температура продуктов сгорания перед турбиной	$T_r$	$\bar{T}_r T_{r0}$	К	1250,98	1200,00	1125,49	1065,19	1006,53	949,49
7. Степень расширения продуктов сгорания в первой турбине	$\pi_{r1}$	$\left[ 1 - H_{r1} / (c_{\text{пр1}} \eta_{r1} T_{r1}) \right]^{\frac{k}{1-k}}$	—	3,09	3,21	3,42	3,62	3,85	4,11
8. Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине	$\pi_{r2}$	$\pi_r / \pi_{r1}$	—	2,56	2,41	2,19	2,02	1,84	1,68
9. Температура воздуха за компрессором	$T_k$	$T_B + H_k / c_{\text{рк}}$	К	568,45	564,93	559,54	554,96	550,28	545,51

Продолжение табл. 1.5

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
10. Температура продуктов сгорания перед силовой турбиной	$T_{r2}$	$T_{r1} - H_{r1} / c_{pr1}$	К	965,59	918,20	849,17	793,54	739,63	687,44
11. Удельная работа расширения продуктов сгорания в силовой турбине	$H_{r2}$	$c_{pr2} T_{r2} \left( 1 - \pi_{r2}^{\frac{1-k}{\gamma}} \right) \eta_{r2}$	кДж/кг	202,87	182,12	152,24	128,49	105,76	84,07
12. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{r2} \eta_{r2} \eta_{mech}$	кДж/кг	198,81	178,48	149,20	125,92	103,65	82,39
13. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e0}$	—	1,11	1,00	0,84	0,71	0,58	0,46
14. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{H}_e$	—	1,11	1,00	0,84	0,71	0,58	0,46
15. Температура продуктов сгорания за силовой турбиной	$T_r$	$T_{r2} - H_{r2} / c_{pr2}$	К	776,19	748,17	707,04	673,58	640,88	608,95
16. Температура воздуха за регенератором	$T_p$	$T_k + (T_r - T_k) r$	К	734,64	711,52	677,54	649,86	622,76	596,26
17. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_B$	$c_{pB-p} (T_r - q_{охл} - q_{yT})$	кДж/кг	745,66	722,19	687,70	659,60	632,10	605,20
18. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{kc}$	$c_{pK-p} T_r (1 - q_{охл}) - Q_B$	кДж/кг	480,80	454,29	415,73	384,71	354,69	325,67
19. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{kc}) / Q_{kc}$	—	0,407	0,387	0,353	0,322	0,288	0,249
20. Относительный эффективный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e0}$	—	1,053	1,000	0,913	0,833	0,744	0,644

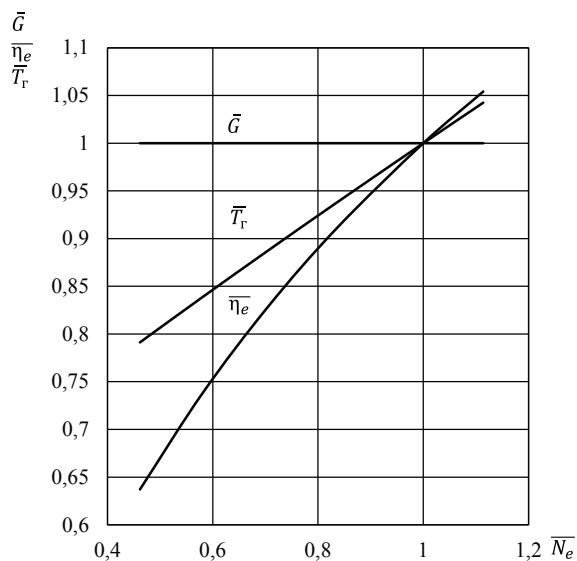
Продолжение табл. 1.5

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
Режим $\bar{T}_B = 1,0; \bar{T}_T = 1,0; \bar{N}_e = \text{var}$ (оптимальная программа регулирования)									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_T$	Задаем	—	7,90	7,74	7,50	7,30	7,10	6,90
2. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_K$	$\pi_T / (1 - \zeta_{\text{тр}})$	—	8,78	8,60	8,33	8,11	7,89	7,67
3. Удельная работа сжатия компрессора	$H_K$	$c_{\text{рк}} T_B \left( \pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_K^{-1}$	кДж/кг	284,91	281,33	275,86	271,20	266,45	261,61
4. Удельная работа расширения первой турбины	$H_{T1}$	$H_K / (v_1 \eta_{\text{мех}})$	кДж/кг	306,03	302,18	296,30	291,30	286,20	281,00
5. Температура продуктов сгорания перед турбиной	$T_T$	$T_T / \pi_K^{\frac{1-k}{k} \eta_T}$	—	1221,96	1216	1207	1200	1192	1184
6. Степень расширения продуктов сгорания в первой турбине	$\pi_{T1}$	$\left[ 1 - H_{T1} / (c_{\text{пр1}} \eta_{T1} T_{T1}) \right]^{\frac{k}{1-k}}$	—	3,19	3,16	3,10	3,06	3,02	2,97
7. Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине	$\pi_{T2}$	$\pi_T / \pi_{T1}$	—	2,48	2,45	2,42	2,38	2,35	2,32
8. Температура воздуха за компрессором	$T_K$	$T_B + H_K / c_{\text{рк}}$	К	568,45	564,93	559,54	554,96	550,28	545,51
9. Относительная температура продуктов сгорания перед турбиной	$\bar{T}_T$	$T_T / T_{T_0}$	—	1,00	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97
10. Относительный расход воздуха через компрессор	$\bar{G}$	$\sqrt{\frac{\pi_T^2 - 1}{(\pi_{T_0}^2 - 1) \bar{T}_T}}$	—	1,02	1,00	0,97	0,95	0,93	0,90

Окончание табл. 1.5

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
11. Температура продуктов сгорания перед силовой турбиной	$T_{г2}$	$T_{г1} - H_{г1} / c_{гг1}$	К	945,77	939,94	931,01	923,41	915,64	907,71
12. Удельная работа расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$H_{г2}$	$c_{гг2} T_{г2} \left( 1 - \pi_{г2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{г2}$	кДж/кг	192,83	189,79	185,18	181,26	177,28	173,23
13. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{г2} \eta_{г2}$	кДж/кг	188,97	186,00	181,47	177,63	173,73	169,76
14. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e0}$	—	1,02	1,00	0,98	0,96	0,93	0,91
15. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{H}_e \bar{G}$	—	1,03	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82
16. Температура воздуха за регенератором	$T_p$	$T_k + (T_{г1} - T_k) r$	К	716,67	715,97	714,89	713,97	713,04	712,08
17. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_b$	$c_{гв-г} (1 - q_{охл} - q_{гг})$	кДж/кг	691,53	690,85	689,81	688,93	688,02	687,10
18. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{kc}$	$c_{ггг} T_{г1} (1 - q_{охл}) - Q_b$	кДж/кг	568,65	563,32	555,16	548,20	541,09	533,83
19. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{г2}) / Q_{kc}$	—	0,327	0,325	0,322	0,319	0,316	0,313
20. Относительный эффективный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e0}$	—	1,006	1,000	0,990	0,981	0,972	0,963

а



б

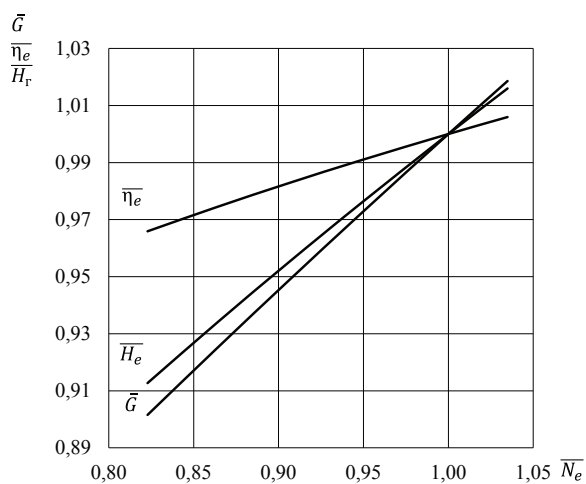


Рис. 1.9. Зависимость определяющих параметров двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов, оснащенной РСА СТ:  
 а — программа регулирования  $n_k = \text{const}$ ;  $\bar{G} = 1,0$ ;  $\bar{T}_B = 1,0$ ;  $\bar{N}_e = \text{var}$ ;  
 б — программа регулирования  $\bar{T}_B = 1,0$ ;  $\bar{T}_r = 1,0$ ;  $\bar{N}_e = \text{var}$



Таблица 1.6

Пример расчета тепловой схемы двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов, оснащенной РСА СТ в режиме  $\bar{T}_b = \text{var}$ ;  $\bar{T}_r = 1,0$ ;  $\bar{N}_e = 1,0$

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_r$	Задаем	—	7,90	7,74	7,50	7,30	7,10	6,90
2. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k$	$\pi_r / (1 - \zeta_{rp})$	—	8,78	8,60	8,33	8,11	7,89	7,67
3. Температура продуктов сгорания перед турбиной	$T_r$	$T_r \pi_k^{1-k} \eta_r$	К	1221,96	1216,13	1207,21	1199,60	1191,84	1183,90
4. Относительная температура газа перед турбиной	$\bar{T}_r$	$T_r / T_{r0}$	—	1,00	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97
5. Относительный расход воздуха через компрессор	$\bar{G}$	$\sqrt{\frac{\pi_r^2 - 1}{\pi_{r0}^2 - 1}} / \sqrt{\bar{T}_r}$	—	1,02	1,00	0,97	0,95	0,93	0,90
6. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{N}_e$	$1 / \bar{G}$	—	0,98	1,00	1,03	1,05	1,08	1,11
7. Удельная работа расширения свободной силовой турбины	$N_{r2}$	$\bar{N}_e \cdot N_{e0} / \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	175,27	178,53	183,67	188,20	192,98	198,03

Окончание табл. 1.6

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
8. Удельная работа расширения турбин ГТУ	$H_T$	$c_{пр} T_r \left( 1 - \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_T$	кДж/кг	493,05	486,98	477,69	469,76	461,67	453,39
9. Удельная работа расширения первой турбины	$H_{T1}$	$H_T - H_{T2}$	кДж/кг	317,78	308,45	294,02	281,56	268,69	255,37
10. Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре	$H_K$	$H_{T1} \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	295,85	287,17	273,73	262,14	250,15	237,75
11. Температура воздуха на входе в компрессор	$T_B$	$(H_K \eta_K) / \left[ c_{pK} \left( \pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$	К	299,06	290,28	276,70	264,98	252,86	240,32
12. Температура воздуха за компрессором	$T_K$	$T_B + H_K / c_{pK}$	К	590,29	572,96	546,15	523,01	499,10	474,35
13. Температура воздуха за регенератором	$T_P$	$T_K + (T_r - T_K) r$	К	721,04	717,57	712,21	707,58	702,80	697,85
14. Количество теплоты, подведенное к воздуху в регенераторе	$Q_B$	$c_{пр} T_p (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{вт}})$	кДж/кг	695,74	692,40	687,23	682,76	678,15	673,37
15. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{KC}$	$c_{pKC} T_r (1 - q_{\text{охл}}) - Q_B$	кДж/кг	564,44	561,77	557,74	554,37	550,97	547,57
16. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{KC}) / Q_{KC}$	—	0,312	0,313	0,315	0,317	0,319	0,321
17. Относительный эффективный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e0}$	—	0,995	1,000	1,007	1,013	1,020	1,026

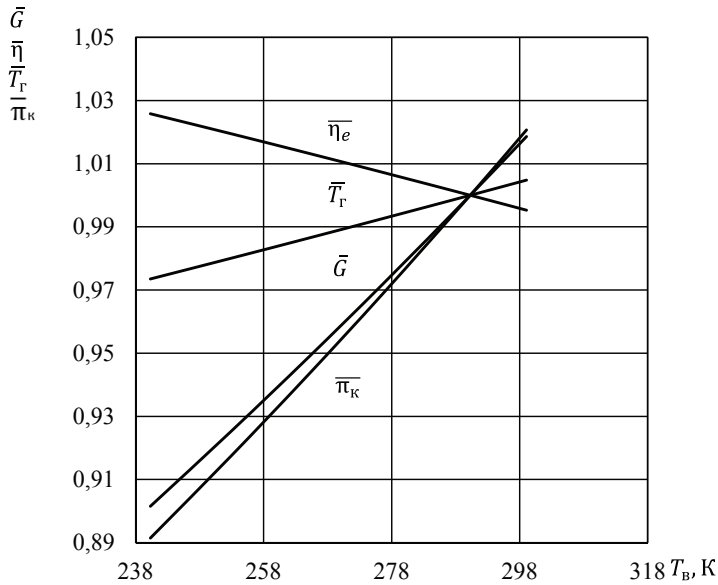


Рис. 1.10. Климатические характеристики двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов, оснащенной РСА СТ (программа регулирования  $\bar{T}_B = \text{var}$ ,  $\bar{T}_T = 1,0$ ,  $\bar{N}_e = 1,0$ )

### 1.6.3. Расчет трехвальной приводной ГТУ при переменном режиме работы

Как и в двухвальных, в трехвальных ГТУ для расчета переменного режима работы используется уравнение расхода рабочего тела через турбину Стодолы — Флюгеля.

По аналогии с двухвальной ГТУ составляем это уравнение для всей турбины (из трех турбин: ТВД, ТНД, СТ) и первой турбины (ТВД) и, приравнявая их, получаем

$$\pi_{T1} = \sqrt{\frac{1}{A'(\pi_T^2 - 1)}},$$

$$\text{где } A' = \frac{1 - \pi_{T10}^{-2}}{1 - \pi_{T0}^{-2}}.$$

Для определения  $\pi_{T2}$  используем уравнение расхода для отсека, состоящего из первых двух турбин (ТВД и ТНД),

$$\bar{G}\sqrt{\bar{T}_r} = \frac{\pi_r}{\pi_{T1}\pi_{T2}} \frac{\pi_{r10}\pi_{r20}}{\pi_{T0}} \sqrt{\frac{\pi_{T1}^2 \cdot \pi_{T2}^2 - 1}{\pi_{T10}^2 \cdot \pi_{T20}^2 - 1}}.$$

Возводя обе части уравнения в квадрат, после простых преобразований получаем

$$\pi_{T2} = \sqrt{\frac{1}{\pi_{T1}^2 \left[ 1 - \frac{B\bar{G}^2\bar{T}_r}{\pi_r^2} \right]}},$$

где  $B = \pi_{T0}^2 \left[ 1 - (\pi_{T10}\pi_{T20})^{-2} \right]$ .

Учитывая баланс мощностей компрессоров и приводящих их турбин, то есть

$$H_{\kappa\Sigma} = (H_{T1} + H_{T2})\nu\eta_{\text{мех}},$$

получаем

$$c_{\text{рк}}T_{\text{в}}\left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\eta_{\kappa}^{-1} \cong c_{\text{рт}}T_{\text{г}}\left[1 - (\pi_{T1}\pi_{T2})^{\frac{1-k_r}{k_r}}\right]\eta_{\text{т}}\eta_{\text{мех}}\nu,$$

откуда следует, что

$$T_{\text{г}} = \frac{c_{\text{рк}}T_{\text{в}}\left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\eta_{\kappa}^{-1}}{c_{\text{рт}}T_{\text{г}}\left[1 - (\pi_{T1}\pi_{T2})^{\frac{1-k_r}{k_r}}\right]\eta_{\text{т}}\eta_{\text{мех}}\nu}.$$

В последнем уравнении теплоемкости  $c_{\text{рк}}$ ,  $c_{\text{рт}}$  принимаются как средние для двух компрессоров и двух турбин,  $\nu$  — как средняя между первой и второй турбинами.

Расчет переменного режима при  $\bar{T}_r = 1,0$ ,  $\bar{T}_b = 1,0$  несколько проще, поскольку в нем расход для всей турбины — расход первой турбины

$$\bar{G}\sqrt{\bar{T}_r} = \bar{G}.$$

В этом случае

$$\pi_{\tau 2} = \sqrt{\frac{1}{\pi_{\tau 1} \left[ 1 - \frac{B \bar{G}^2}{\pi_{\tau}^2} \right]}}.$$

Определяющие величины констант  $A'$  и  $B$  должны быть вычислены с точностью до пятой значащей цифры. Дальнейшие расчеты сводятся по табл. 1.7. После выполнения расчетов строятся зависимости  $\bar{G}, \bar{\pi}_k, \bar{\eta}_e = f(\bar{N}_e)$  и  $\pi_{\tau 1}, \pi_{\tau 2}, \pi_{\tau 3} = f(\pi_{\tau})$  (рис. 1.11, 1.12 по данным табл. 1.7 — режим  $\bar{N}_e = \text{var}, \bar{T}_b = 1,0$ ), а также зависимости  $\bar{N}_e = f(t_b)$  и  $\eta_e = f(t_b)$  (рис. 1.13 по данным табл. 1.7 — режим  $\bar{T}_r = 1,0, \bar{T}_b = \text{var}$ ). При проведении ответственных расчетов следует уточнять теплофизические свойства воздуха и продуктов сгорания по средней температуре термодинамического процесса, т. е. проводить расчет методом последовательных приближений.

Определяются линии рабочих режимов ГТУ после нанесения рассчитанных точек на известную универсальную характеристику компрессоров, оценивается запас по устойчивой работе компрессоров в основных рабочих режимах ГТУ. Следует помнить, что в трехвальных ГТУ КНД приближается к границе устойчивости при снижении нагрузки, а КВД — при увеличении нагрузки. По данным рисунков 1.11–1.13 и по известным характеристикам компрессоров КВД и КНД определяются линии рабочих режимов ГТУ. Отдельно по данным рис. 1.13 делается вывод об изменении мощности и топливной экономичности ГТУ в зависимости от температуры наружного воздуха.

Параметры номинального режима работы для расчета табл. 1.7:

$$\begin{aligned} T_{r_0} &= 1440 \text{ К}; \quad \pi_{k_0} = 17,5; \quad H_{e_0} = 238,91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad \pi_{\tau_0} = 16,98; \quad \pi_{\tau 1_0} = 2,748; \\ \pi_{\tau 2_0} &= 2,032; \quad \pi_{\tau 3_0} = 3,040; \quad \eta_{e_0} = 0,34; \quad A' = \frac{1 - \pi_{\tau 1_0}^{-2}}{1 - \pi_{\tau_0}^{-2}} = \frac{1 - 2,748^{-2}}{1 - 16,98^{-2}} = 0,8706; \\ B &= \pi_{\tau_0}^2 \left[ 1 - (\pi_{\tau 1_0} \pi_{\tau 2_0})^{-2} \right] = 16,98 \cdot \left[ 1 - (2,748 \cdot 2,032)^{-2} \right] = 278,91. \end{aligned}$$

Значения КПД турбомашин, теплофизических параметров рабочих тел, вспомогательных коэффициентов принимаем из уточненного расчета схемы ГТУ в номинальном режиме работы.

Таблица 1.7

Пример расчета трехвальной ГТУ на основе ГТУ типа АЛ-31СТ

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
$\bar{N}_e = \text{var}, \bar{T}_B = 1,0$									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_{\tau}$	Задаем	—	18,00	16,98	16,00	15,00	14,00	13,00
2. Комплекс	$\bar{G}\sqrt{\bar{T}_{\tau}}$	$\sqrt{\frac{\pi_{\tau}^2 - 1}{\pi_{\tau_0}^2 - 1}}$	—	1,06	1,00	0,94	0,88	0,82	0,76
3. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора высокого давления	$\pi_{\tau 1}$	$\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A'(\pi_{\tau}^2 - 1)}{\pi_{\tau}^2}}}$	—	2,75	2,75	2,74	2,74	2,73	2,73
4. Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$\pi_{\tau 2}$	$\sqrt{\frac{1}{\pi_{\tau 1}^2 \left[ 1 - \frac{B\bar{G}^2\bar{T}_{\tau}}{\pi_{\tau}^2} \right]}}$	—	2,04	2,03	2,02	2,01	1,99	1,98
5. Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_{\kappa}$	$\pi_{\tau} / (1 - \zeta_{\text{тр}})$	—	18,56	17,50	16,49	15,46	14,43	13,40
6. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре	$H_{\kappa}$	$c_{\text{р}\kappa} T_{\text{в}} \left( \pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{\kappa}^{-1}$	кДж/кг	431,94	419,30	406,75	393,30	379,19	364,34
7. Комплекс	$m$	$c_{\text{р}\tau} \eta_{\tau} \left[ 1 - \left( \pi_{\tau 1} \pi_{\tau 2} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right]$	кДж/(кг·К)	0,345	0,344	0,343	0,342	0,340	0,338

Продолжение табл. 1.7

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
8. Температура продуктов сгорания перед турбиной	$T_r$	$\frac{H_k}{(\text{п.7}) \cdot \nu \eta_{\text{мех}}}$	К	1553,08	1511,69	1470,92	1427,57	1382,56	1335,72
9. Удельная работа расширения турбины компрессора высокого давления	$H_{r1}$	$c_{pr1} T_{r1} \left[ 1 - \left( \pi_{r1} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right]$	кДж/кг	308,69	300,13	291,68	282,65	273,22	263,36
10. Температура продуктов сгорания перед турбиной компрессора низкого давления	$T_{r2}$	$T_r - H_{r1} / c_{pr1}$	К	1279,88	1246,06	1212,78	1177,42	1140,74	1102,64
11. Удельная работа расширения продуктов сгорания в турбине компрессора низкого давления	$H_{r2}$	$c_{pr2} T_{r2} \left( 1 - \pi_{r2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{r2}$	кДж/кг	239,99	232,28	224,59	216,28	207,51	198,19
12. Температура продуктов сгорания перед свободной силовой турбиной	$T_{r3}$	$T_{r2} - H_{r2} / c_{pr2}$	К	1062,69	1035,85	1009,52	981,69	952,95	923,28
13. Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$\pi_{r3}$	$\pi_r / (\pi_{r1} \pi_{r2})$	—	3,20	3,04	2,88	2,73	2,57	2,41
14. Удельная работа расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$H_{r3}$	$c_{pr3} T_{r3} \left( 1 - \pi_{r3}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{r3}$	кДж/кг	269,57	252,53	236,04	218,84	201,37	183,63
15. Температура воздуха за компрессором	$T_k$	$T_b + H_k / c_{pk}$	К	714,61	702,12	689,73	676,45	662,51	647,84

Продолжение табл. 1.7

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
16. Относительный расход воздуха в цикле	$\bar{G}$	$\frac{\pi \cdot 2}{\sqrt{T_r}}$	—	1,05	1,00	0,96	0,91	0,86	0,81
17. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{T3}^{V_3} \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	267,94	251,01	234,61	217,52	200,15	182,52
18. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e_0}$	—	1,07	1,00	0,93	0,87	0,80	0,73
19. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{G} \bar{H}_e$	—	1,12	1,00	0,89	0,79	0,69	0,59
20. Количество теплоты, введенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{\text{КС}}$	$c_{\text{ркс}} T_r (1 - q_{\text{охл}}) - c_{\text{рвк}} T_{\text{к}} (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{yt}})$	кДж/кг	802,27	775,48	749,17	721,29	692,44	662,58
21. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{\text{КС}}) / Q_{\text{КС}}$	—	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,27
22. Относительный эффективный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e_0}$	—	1,03	1,00	0,97	0,93	0,89	0,85
23. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в КНД	$H_{\text{кл}}$	$H_{T2}^{V_2} \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	225,00	217,77	210,56	202,77	194,54	185,81
24. Степень повышения давления КНД	$\pi_{\text{кл}}$	$\left[ \frac{H_{\text{кл}} \eta_{\text{кл}}}{c_{\text{рк}} T_{\text{в}}} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	—	6,10	5,83	5,57	5,29	5,01	4,73
25. Степень повышения давления КВД	$\pi_{\text{к2}}$	$\frac{\pi_{\text{к}}}{\pi_{\text{кл}}}$	—	3,04	3,00	2,96	2,92	2,88	2,83



Продолжение табл. 1.7

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
$\overline{\text{Режим}} \overline{T_r} = 1,0, \overline{T_B} = \text{var}$									
1. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах	$\pi_r$	Задаем	—	18,00	16,98	16,00	15,50	15,00	14,50
2. Комплекс	$\overline{G}$	$\sqrt{\frac{\pi_r^2 - 1}{\pi_{r_0}^2 - 1}}$	—	1,06	1,00	0,94	0,91	0,88	0,85
3. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора	$\pi_{r1}$	$\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A'(\pi_r^2 - 1)}{\pi_r^2}}}$	—	2,75	2,75	2,74	2,74	2,73	2,73
4. Удельная работа расширения турбины компрессора высокого давления	$H_{r1}$	$c_{pr1} T_{r1} \left( 1 - \pi_{r1}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{r1}$	кДж/кг	369,87	369,46	369,00	368,44	367,75	366,90
5. Температура продуктов сгорания перед турбиной компрессора низкого давления	$T_{r2}$	$T_{r1} - H_{r1} / c_{pr1}$	К	1112,66	1113,01	1113,42	1113,92	1114,53	1115,28
6. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора низкого давления	$\pi_{r2}$	$\sqrt{\frac{1}{\pi_{r1}^2 \left[ 1 - \frac{B \overline{G}^2 \overline{T_r}}{\pi_r^2} \right]}}$	—	2,04	2,03	2,02	2,02	2,01	2,01
7. Удельная работа расширения турбины компрессора низкого давления	$H_{r2}$	$c_{pr2} T_{r2} \left( 1 - \pi_{r2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{r2}$	кДж/кг	181,51	180,51	179,38	178,99	178,61	178,29

Продолжение табл. 1.7

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
8. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в цикле	$H_k$	$\frac{H_{T1} + H_{T2}}{v\eta_{\text{мех}}}$	кДж/кг	444,33	443,20	441,92	441,15	440,30	439,35
9. Степень повышения давления в цикле	$\pi_k$	$\pi_T / (1 - \zeta_{\text{пр}})$	—	18,56	17,50	16,49	15,98	15,46	14,95
10. Температура воздуха на входе в компрессор	$T_v$	$\frac{H_k \eta_k}{c_{\text{рк}} \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}$	К	278,21	289,02	300,48	306,85	313,61	320,80
11. Температура продуктов сгорания перед свободной силовой турбиной	$T_{T3}$	$T_{T2} - H_{T2} / c_{\text{рт2}}$	К	948,39	949,65	951,08	951,94	952,88	953,93
12. Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$\pi_{T3}$	$\pi_T / (\pi_{T1} \pi_{T2})$	—	3,20	3,04	2,88	2,80	2,73	2,65
13. Удельная работа расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине	$H_{T3}$	$c_{\text{рт3}} T_{T3} \left( 1 - \pi_{T3}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{T3}$	кДж/кг	240,57	231,21	221,74	216,66	211,42	206,00
14. Удельная эффективная работа ГТУ	$H_e$	$H_{T3} v_3 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	239,12	229,81	220,41	215,35	210,14	204,76
15. Температура воздуха за компрессором высокого давления	$T_{k2}$	$T_v + H_k / c_{\text{рк}}$	К	717,06	726,75	736,95	742,56	748,47	754,72
16. Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в КС	$Q_{\text{кс}}$	$c_{\text{ркс}} T_{\text{г}} (1 - q_{\text{охл}}) - c_{\text{рв}} T_k (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{ут}})$	кДж/кг	698,94	690,96	682,55	677,92	673,05	667,90

Окончание табл. 1.7

Величина	Обозначения	Расчетная формула	Единицы измерения	Режимы					
				1	2	3	4	5	6
17. Эффективный КПД ГТУ	$\eta_e$	$(H_e \eta_{\text{КК}}) / Q_{\text{КК}}$	—	0,34	0,33	0,32	0,32	0,31	0,31
18. Относительный КПД ГТУ	$\bar{\eta}_e$	$\eta_e / \eta_{e0}$	—	1,03	1,00	0,97	0,96	0,94	0,92
19. Относительная удельная эффективная работа ГТУ	$\bar{H}_e$	$H_e / H_{e0}$	—	1,04	1,00	0,96	0,94	0,91	0,89
20. Относительная эффективная мощность ГТУ	$\bar{N}_e$	$\bar{G} \bar{H}_e$	—	1,10	1,00	0,90	0,86	0,81	0,76
21. Удельная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в КНД	$H_{\text{К1}}$	$H_{\tau 2} v_2 \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	170,17	169,23	168,18	167,81	167,46	167,15
22. Степень повышения давления КНД	$\pi_{\text{К1}}$	$\left[ 1 + \frac{H_{\text{К1}} \eta_{\text{К1}}}{c_{\text{ПК}} T_{\text{В}}} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	—	4,43	4,20	3,99	3,89	3,78	3,68
23. Степень повышения давления КВД	$\pi_{\text{К2}}$	$\frac{\pi_{\text{К}}}{\pi_{\text{К1}}}$	—	4,19	4,16	4,14	4,11	4,09	4,06

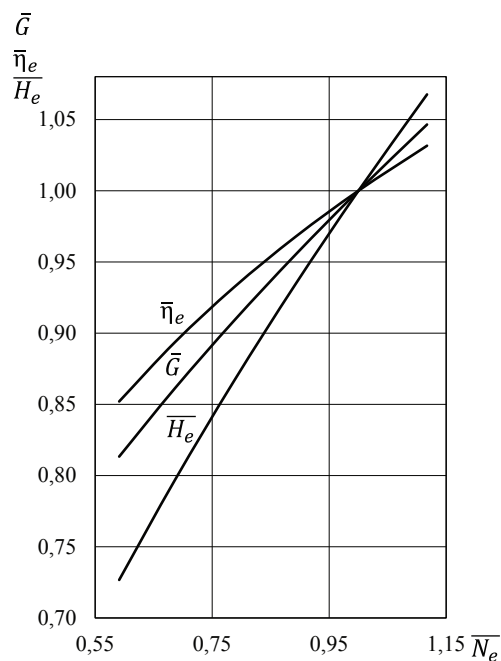


Рис. 1.11. Зависимость определяющих параметров трехвальной ГТУ простого открытого цикла от относительной эффективной мощности (режим  $\bar{N}_e = \text{var}$ ;  $\bar{T}_b = 1,0$ )

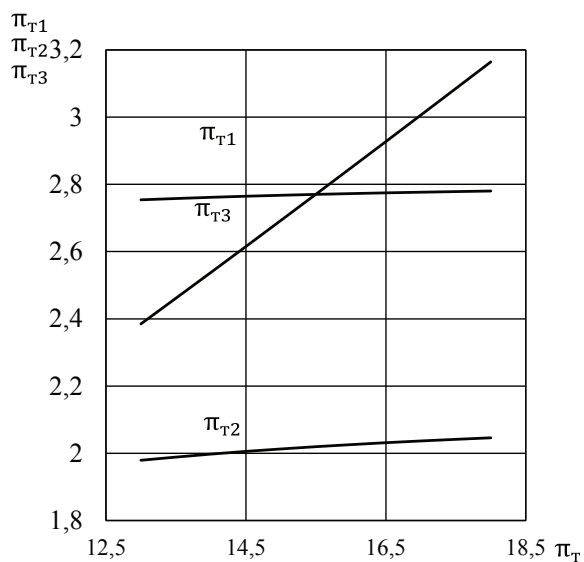


Рис. 1.12. Зависимость степени расширения в первой, второй и третьей турбинах от общей степени расширения в турбинах ГТУ

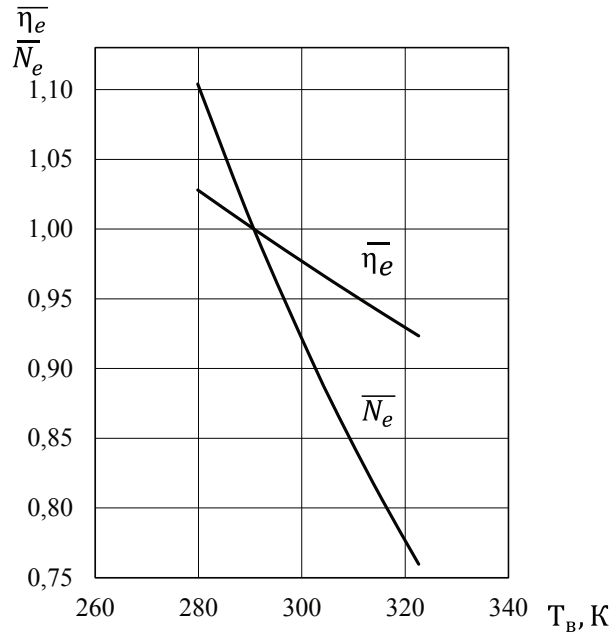


Рис. 1.13. Климатические характеристики трехвальной ГТУ простого открытого цикла

По данным рис. 1.11–1.13 и известным характеристикам компрессоров КНД и КВД определяются линии рабочих режимов ГТУ. Отдельно по рис. 1.13 делается вывод об изменении мощности и топливной экономичности ГТУ в зависимости от температуры наружного воздуха.

## 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

---

### 2.1. Метод полного моделирования проточной части осевого компрессора

---

После проведения тепловых расчетов, когда определены степень повышения давления в осевом компрессоре и расход воздуха через него, следующим этапом выполнения расчетов является определение геометрических размеров проточной части ОК. При проектировании новой ГТУ (без использования прототипа) полученные значения  $\pi_k$ ,  $G_b$ , а также атмосферные условия являются исходными данными для выполнения газодинамических расчетов многоступенчатого осевого компрессора согласно методикам [6, 10].

В упрощенном варианте предлагается выполнять так называемое моделирование осевого компрессора на базе ОК ГТУ-прототипа, под которым понимают изменение (масштабирование) проточной части модельного компрессора (прототипа), обладающего известными характеристиками и, как правило, высокой экономичностью и надежностью. Прототип принято называть модельным компрессором, вновь проектируемый — натурным. При соблюдении критериев подобия при моделировании характеристики натурального компрессора будут тождественны характеристикам модельного [22].

Условия подобия натурального и модельного компрессоров можно записать с использованием коэффициента моделирования следующим образом:

$$\left( \frac{G_b \sqrt{T_b}}{P_b} \right)_{\text{нат}} = k_m \left( \frac{G_b \sqrt{T_b}}{P_b} \right)_{\text{мод}},$$

$$\left( \frac{n_k}{\sqrt{T_b}} \right)_{\text{нат}} = \frac{1}{k_m} \left( \frac{n_k}{\sqrt{T_b}} \right)_{\text{мод}}.$$

При соблюдении указанных критериев обеспечивается равенство степеней повышения давления, достижимых значений КПД, окружных скоростей и коэффициентов устойчивости натурального и модельного компрессоров:

$$\pi_{\text{к.нат}} = \pi_{\text{к.мод}}, \quad \eta_{\text{к.нат}} = \eta_{\text{к.мод}}, \quad u_{\text{к.нат}} = u_{\text{к.мод}}, \quad K_{\text{у.нат}} = K_{\text{у.мод}}.$$

Под коэффициентом моделирования (или масштабом моделирования) понимают

$$k_{\text{м}} = \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} = \frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}}.$$

Помимо  $\pi_{\text{к}}$ ,  $G_{\text{в}}$  и начальных параметров воздуха исходными данными для расчета ОК, как видно из приведенных зависимостей, являются частота вращения ротора модельного компрессора  $n_{\text{к}}$  (согласно техническим характеристикам ГТУ-прототипа, например, представленных в прил. 2) и коэффициент устойчивой работы  $K_{\text{у}}$ , под которым понимают

$$K_{\text{у}} = \frac{(\pi_{\text{к}} / G_{\text{в}})_{\text{помп}}}{(\pi_{\text{к}} / G_{\text{в}})_{\text{раб}}},$$

где индексы «помп» и «раб» означают параметры компрессора при потере газодинамической устойчивости (помпаже) и в рабочем (расчетном) режиме.

При проектировании ОК минимальное значение коэффициента запаса устойчивой работы принимают

$$\Delta K_{\text{у}} = (K_{\text{у}} - 1) \cdot 100 \% \geq 20 \dots 25 \%.$$

Таким образом, расчетный режим компрессора определяется пятью параметрами:  $\pi_{\text{к}}$ ,  $n_{\text{к}}$ ,  $G_{\text{в}}$ ,  $K_{\text{у}}$ ,  $\eta_{\text{к}}$ . На характеристике модельного компрессора выбирают точку, подходящую по  $\pi_{\text{к}}$  и  $K_{\text{у}}$ . Задача сводится к определению коэффициента моделирования ( $k_{\text{м}}$ ).

При неизменных начальных параметрах воздуха для выбранной на модельной характеристике точки и натурального компрессора, исходя из описанного выше, справедливо

$$\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}} = \left( \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} \right)^2 = \left( \frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}} \right)^2 = k_{\text{м}}^2,$$

или

$$k_m = \sqrt{\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}}}.$$

Используя эти соотношения, после выбора точки на характеристике (расчетного режима) определяют все размеры и параметры нового компрессора. В самом простом варианте, когда  $\pi_k$  модельного и натурального ОК совпадают, расчетный режим — это номинальный режим ГТУ-прототипа с паспортными значениями  $\pi_k$ ,  $n_k$ ,  $G_B$ .

Таким образом, в случае соответствия потребной степени повышения давления натурального компрессора и ГТУ-прототипа сначала определяется коэффициент моделирования согласно выражению

$$k_m = \sqrt{\frac{(G_B \sqrt{T_B} / P_B)_{\text{нат}}}{(G_B \sqrt{T_B} / P_B)_{\text{мод}}}}.$$

Затем в зависимости от количества каскадов компрессора ГТУ определяется значение частоты вращения каждого из них по соотношению

$$n_{\text{нат}} = \left( \frac{n}{\sqrt{T_B}} \right)_{\text{мод}} \frac{(\sqrt{T_B})_{\text{нат}}}{k_m}.$$

При выполнении эскизного проектирования геометрические размеры проточной части натурального компрессора требуется находить путем умножения соответствующих размеров модельного компрессора на коэффициент моделирования  $k_m$ .

Для создания натурального компрессора с более высокой степенью повышения давления чаще всего используют добавление ступеней спереди или сзади проточной части модельного компрессора [19]. При добавлении ступеней в хвостовой части компрессора суммарная степень повышения давления возрастает в соответствии с напорностью добавляемых ступеней, а расход и частота вращения остаются неизменными. Добавление предвключенных ступеней приводит к изменению термодинамических параметров: температуры, давления перед модельным компрессором и др. Степень повышения давления натурального компрессора определяется из выражения

$$\pi_{\text{нат}} = \pi_1 \pi_{\text{мод}},$$

где  $\pi_1$  — степень повышения давления предвключенных ступеней.



Согласно [22] для добавляемых предвключенных ступеней, несмотря на изменение параметров воздуха на входе в основной отсек, следует сохранить ранее выбранный режим моделирования. Для этого определяют новый коэффициент моделирования

$$k_M^* = \left( \left( \frac{G_{\text{в.нат}}}{G_{\text{в.мод}}} \right)^{\frac{n-1}{n+1}} \frac{n_{\text{к.мод}}}{n_{\text{к.нат}}} \right)^{\frac{n+1}{3n-1}},$$

или

$$k_M^* = \sqrt{\frac{(G_{\text{в}} \sqrt{T_{\text{в}}} / P_{\text{в}})_{\text{о.о.нат}}}{(G_{\text{в}} \sqrt{T_{\text{в}}} / P_{\text{в}})_{\text{мод}}}},$$

где  $n$  — показатель политропы, который связан со значением коэффициента адиабаты и политропным КПД следующим образом:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}};$$

индекс «о.о.нат» обозначает параметры на входе в основной отсек (за предвключенными ступенями) натурального ОК; температура и давление за предвключенными ступенями определяются через  $\pi_1$  по аналогичным для ОК зависимостям (см. п. 1.2).

Обычно политропный КПД компрессора находится в пределах 0,85–0,92. При выполнении вычислений можно задаваться значением  $\eta_{\text{пол}}$  на 1–4 % (с ростом  $\pi_{\text{к}}$  разница в КПД возрастает) выше полученного при тепловом расчете (п. 1.2) значения изоэнтропийного КПД или рекомендуется вычислять в соответствии с зависимостью

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{k-1}{k} \frac{\ln \pi_{\text{к}}}{\ln \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{в}}}}.$$

Геометрические размеры основного отсека натурального компрессора находят путем умножения соответствующих размеров модельного компрессора на коэффициент моделирования  $k_M^*$ .

Для определения параметров модельного компрессора используют следующие соотношения:

$$n_{\text{к.нат}} = \frac{n_{\text{к.мод}}}{k_M^*} \pi_1^{\frac{n-1}{2n}},$$

$$G_{\text{в.нат}} = k_{\text{м}}^* G_{\text{в.мод}} \pi_1^{\frac{n+1}{2n}}.$$

После этого на основании известных значений  $\pi_1$ ,  $\eta_{\text{к1}}$  и геометрических характеристик основного отсека натурального ОК производится газодинамическое проектирование предвключенных ступеней.

При использовании предвключенных ступеней, полученных на основе модельных ступеней, возможна ситуация, когда суммарная степень повышения давления окажется выше расчетной. В таком случае для обеспечения расчетного значения  $\pi_{\text{к}}$  удаляют соответствующее число ступеней в хвостовой части основного отсека ОК. В случае, когда потребная степень повышения давления проектируемого ОК оказывается ниже  $\pi_{\text{к}}$  ГТУ-прототипа, при моделировании следует удалять ступени на входе либо на выходе проточной части компрессора в зависимости от отношений расхода натурального и модельного ОК.

## 2.2. Пример моделирования осевого компрессора трехвальной ГТУ

Для примера в качестве прототипа принимаем осевой компрессор ГТД АЛ-31СТ в соответствии с результатами уточненного теплового расчета (см. п. 1.5.2).

Характеристики натурального компрессора:  $G_{\text{в}} = 66,71$  кг/с;  $\pi_{\text{к}} = 17,5$ ;  $\eta_{\text{к1}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{к2}} = 0,87$ ;  $P_{\text{в}} = 101\,300$  Па;  $T_{\text{в}} = 288$  К.

Характеристики модельного ОК ГТУ-прототипа согласно прил. 2:  $n_{\text{натКНД}} = 9700$  об/мин;  $n_{\text{натКВД}} = 12\,500$  об/мин;  $G_{\text{в.нат}} = 64,5$  кг/с;  $P_{\text{в.нат}} = 101\,300$  Па;  $T_{\text{в.нат}} = 288$  К.

Поскольку на этапе теплового расчета была принята степень повышения давления, соответствующая осевому компрессору ГТУ-прототипа, для определения геометрических параметров натурального ОК используется метод полного моделирования без применения дополнительных ступеней.

Определяем коэффициент моделирования

$$k_{\text{м}} = \sqrt{\frac{(G\sqrt{T_1}/P_1)_{\text{нат}}}{(G\sqrt{T_1}/P_1)_{\text{мод}}}}, \quad k_{\text{м}} = \sqrt{\frac{(66,71 \cdot \sqrt{288}/101\,300)_{\text{нат}}}{(64,5 \cdot \sqrt{288}/101\,300)_{\text{мод}}}} = 1,017.$$

Таким образом, для определения геометрических размеров натурального ОК необходимо изменить геометрические размеры модельного компрессора в 1,017 раза.

Вычисляем частоту вращения натурального компрессора:

$$n_{\text{нат}}^{\text{нд}} = \frac{9700}{1,017} = 9538,4 \text{ об / мин};$$

$$n_{\text{нат}}^{\text{вд}} = \frac{12\,500}{1,017} = 12\,291,7 \text{ об / мин}.$$

Полученные значения частот вращения роторов следует округлить до ближайшего кратного 10:  $n_{\text{кнд}} = 9540 \text{ об/мин}$ ,  $n_{\text{квд}} = 12\,290 \text{ об/мин}$ .

### 3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

---

#### 3.1. Исходные данные, цель и порядок расчета

---

Исходными данными для проведения газодинамических расчетов отсеков газовой турбины являются:

- атмосферные условия работы ГТУ ( $P_a$ );
- номинальные частоты вращения роторов турбокомпрессора, силовой турбины  $n$ , об/мин;
- эффективная мощность турбины  $N_e$ , МВт;
- полная начальная температура рабочего тела перед турбиной  $T_0^*$ , К.

Целью расчета является определение площадей проходных сечений лопаточных венцов всех ступеней, геометрических характеристик сопловых и рабочих лопаток вдоль радиуса, КПД и мощности турбины.

Газовые турбины приводных и энергетических газотурбинных установок работают по открытому циклу, в котором отработанные продукты сгорания сбрасываются в атмосферу через затурбинный диффузор и газовыпускной патрубок.

Для газотурбинных установок, работающих на высококалорийном углеводородном топливе, средний показатель адиабаты принимают в зависимости от средней температуры процесса расширения по данным прил. 1 в зависимости от начальной и конечной температуры процесса расширения. В первом приближении можно принимать  $k = 1,33$ , а показатель адиабатического процесса  $\frac{k-1}{k} = 0,248$ .

Газовая постоянная рабочего тела турбин ГТУ — смеси воздуха с продуктами сгорания углеводородного топлива — принимается  $R = 288 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Среднюю теплоемкость рабочего тела в турбине можно определить, используя данные прил. 1. Значение  $c_{pt}$ ,  $k_t$  и  $R_t$  (в дальнейших газодинамических расчетах турбин индекс «т» опускается) связаны между собой зависимостью

$$c_p = \frac{k}{k-1} R.$$

### 3.2. Определение числа ступеней и распределение теплоперепада по ступеням

При выборе числа ступеней турбины  $z$  учитываются назначение ГТУ, необходимость достижения высокого КПД проточных частей турбин, заданные величины частоты вращения роторов. С увеличением числа ступеней нагрузка на каждую снижается, легче получить максимальную величину  $\eta_T$ , но увеличиваются массогабаритные характеристики турбины, сложность и стоимость ее изготовления. Определяющим фактором в этом случае является допустимая окружная скорость на среднем диаметре последней ступени турбины  $u_{ср.z}$  при общем определенном теплоперепаде. На основании опыта проектирования турбин целесообразно выдерживать на среднем диаметре ступеней  $u_{ср}$  в пределах 250–350 м/с [18, 22]. В практике авиационного газотурбостроения [15] нагруженность ступени турбины и величину теплоперепада на ступень выбирают исходя из коэффициента нагрузки и величины мощностного КПД ступени

$$\mu = \frac{h_u}{u_{ср}^2},$$

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_{ад_{ст}}},$$

где  $h_u$  — работа Эйлера (работа на окружности колеса),

$$h_u = c_{1u} \cdot u_1 \pm c_{2u} \cdot u_2$$

(в алгебраической записи разности количества движения знак «+» соответствует углу  $\alpha_2 < 90^\circ$ , а знак «–» соответствует  $\alpha_2 > 90^\circ$ );  $h_{ад_{ст}}$  — адиабатная работа расширения ступени.

Коэффициент нагрузки ступеней  $\mu$  принимают в диапазоне 1,3–2,5. Для уменьшения числа ступеней в турбине следует принимать большую нагруженность ступеней, а для получения проточной части с наименьшей экономичностью необходимо увеличивать их количество. Для упрощения конструкции турбины при выполнении первой охлаждаемой ступени необходимо увеличивать нагрузку на нее для уменьшения числа охлаждаемых венцов.

Для турбин стационарных ГТУ и турбины винта (силовой турбины) судовых установок обычно значения  $\mu$  не превышают 1,8. В то же время для турбин газогенераторов авиационных ГТД, в целях минимизации массогабаритных характеристик (количества ступеней), коэффициент нагрузки ступени может достигать 2,5. При этом меньшим значениям коэффициента нагрузки соответствует формирование проточной части с умеренным углом раскрытия меридиональных обводов  $\gamma \leq 20^\circ$ . Следовательно, при  $\mu > 1,8 \dots 2,0$ , что характерно для высоконагруженных ступеней авиационных газогенераторов, угол раскрытия меридиональных обводов  $\gamma$  может достигать  $30\text{--}40^\circ$ .

В стационарном газотурбостроении критерием выбора количества ступеней турбин, схожим по физическому смыслу коэффициенту нагрузки, является характеристический коэффициент  $x = u_{\text{ср}}/c_{\text{ад}}$ . Оптимальное значение характеристического коэффициента для ступени (соответствующее достижению максимальной экономичности ступени) может быть найдено из соотношения

$$x_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho_{\text{т}}}},$$

где  $\varphi$  — коэффициент потерь скорости в сопловом аппарате;  $\alpha_1$  — угол выхода потока из соплового аппарата;  $\rho_{\text{т}}$  — термодинамическая степень реактивности ступени.

Оба подхода позволяют обоснованно определить общее количество ступеней  $z$  в каждом отсеке газовой турбины. Обычно количество ступеней, приходящихся на отсек газовой турбины, составляет 1–6. Большие значения  $z$  соответствуют меньшим окружным скоростям  $u_{\text{ср}}$ : для ГТУ, приводящих синхронный электрический генератор переменного тока, при  $n = 3000$  об/мин указанные выше величины окружной скорости могут быть недостижимы из-за ограничения диаметра ротора,

тогда число ступеней возрастает. Для турбин приводных ГТУ с частотами вращения роторов 5000 об/мин и выше обычно количество ступеней в отсеке не превышает трех.

Распределение теплоперепадов и, следовательно, работ расширения осуществляется с помощью выбора площадей проходных сечений венцов турбины. Изменение площади проходного сечения венца приводит к изменению работы расширения в соответствующем венце: при уменьшении площади работа расширения возрастает и наоборот. Обычно задача решается от обратного. Задают распределение теплоперепадов по ступеням, необходимые же площади проходных сечений венцов определяются. Следует стремиться к приблизительно равномерному распределению теплоперепадов по ступеням с учетом их окружной скорости на среднем диаметре. Для последней ступени турбины выбор теплоперепада на ступень осуществляют с учетом согласования его работы с затурбинным диффузором. Минимум потерь энергии с кинетической энергией выходной скорости достигается при осевом выходе потока из ступени, т. е.  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ . В промежуточных ступенях отсека добиваться величины  $\alpha_2 \approx 90^\circ$  не следует, так как кинетическая энергия выходной скорости используется в последующих ступенях турбины.

В многоступенчатой неохлаждаемой турбине, вследствие перехода потерь трения в ступенях в теплоту, располагаемый теплоперепад оказывается больше адиабатического, определенного по полным параметрам рабочего тела на входе и статическим за турбиной, на величину коэффициента возврата теплоты. В охлаждаемых высокотемпературных турбинах может наблюдаться обратный эффект, когда располагаемый теплоперепад на турбину равен или меньше адиабатного [16] за счет отвода теплоты от рабочего тела.

Величину коэффициента возврата теплоты  $\alpha$  у неохлаждаемой турбины можно принять в соответствии с рис. 3.1 в зависимости от ожидаемого числа ступеней турбины и степени расширения продуктов сгорания в проточной части, а для охлаждаемой турбины — принять равной нулю или отрицательной.

Располагаемый теплоперепад на неохлаждаемую турбину определяют с учетом совместной работы с затурбинным диффузором и эффектом возврата теплоты.

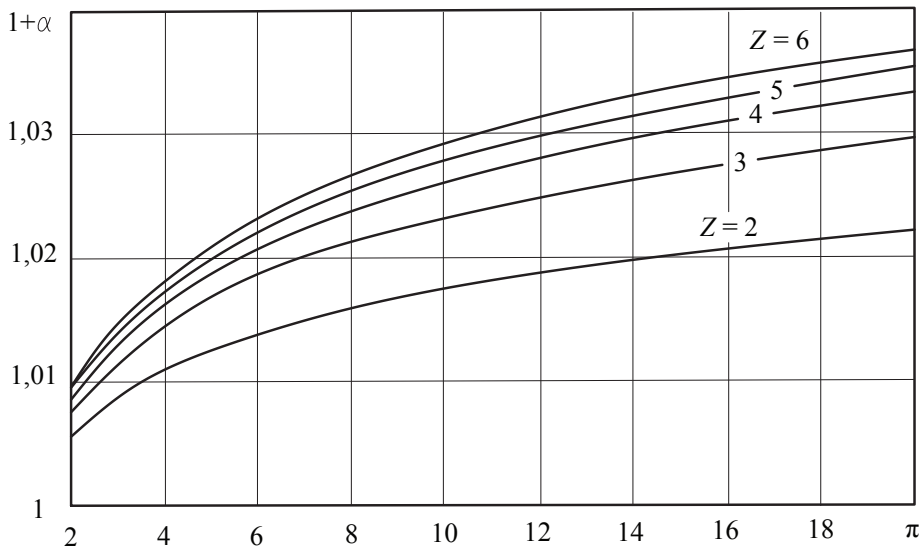


Рис. 3.1. Коэффициент возврата теплоты для многоступенчатой неохлаждаемой турбины при  $\eta_r = 0,88$ ,  $k = 1,33$  в зависимости от степени расширения и числа ступеней [22]

### 3.3. Выбор основных газодинамических и геометрических параметров ступеней турбины

Как было сказано выше, к основным газодинамическим параметрам ступени турбины относят величины, определяющие нагруженность ступени (характеристику  $x = \frac{u_{cp}}{c_{ад}}$  или коэффициент нагрузки ступени  $\mu = \frac{h_u}{u_{cp}^2}$ ), пропускную способность ступени (коэффициент расхода  $\bar{c}_a = \frac{c_a}{u_{cp}}$ ), экономичность ступени  $\eta_{ад,ст}$  и степень термодинамической реактивности  $\rho_r$ .

Для ступеней турбин КПД возрастает при понижении скорости потока на выходе  $c_2$ . Величина этой скорости при заданном расходе и плотности рабочего тела  $\rho_z$  за последней ступенью определяется со-



гласно уравнению неразрывности для одномерного потока  $G = \rho_z c_{az} F_{omz}$  по величине ометаемой площади последней ступени, которая, в свою очередь, связана с напряжениями растяжения, возникающими в рабочих лопатках.

Площадь  $F_{az} = F_{omz}$ , ометаемая рабочими лопатками последней ступени, определяется по соотношению,  $m^2$ ,

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_f \rho_l \omega^2},$$

где  $\sigma_p$  — допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки последней ступени,  $H/m^2$ ;  $K_f$  — коэффициент формы пера лопатки;  $\rho_l$  — плотность материала лопатки,  $kg/m^3$ ;  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора турбины,  $rad/c$ ,  $\omega = \pi n/30$ .

Допускаемые напряжения определяются в зависимости от предела длительной прочности материала  $\sigma_{дл}^t$ , выбираемого по температуре металла в корневом сечении и заданном ресурсе детали, и коэффициента запаса прочности  $n_3 \geq 2$ ,  $H/m^2$ ,  $\sigma_p = \frac{\sigma_{дл}^t}{n_3}$ .

При выполнении расчетов для турбин с начальной температурой газа до  $1000^\circ C$  можно воспользоваться информацией о материалах, применяемых в газотурбостроении, из [22], а для турбин с начальной температурой газа свыше  $1000^\circ C$  воспользоваться прил. 3 с информацией о современных жаропрочных сплавах, разработанных в ВИАМ (Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов).

Коэффициент формы зависит от закона изменения площадей сечений лопатки по радиусу и величин площадей профилей сечений в корне и на периферии лопатки. Чаще всего для предварительных расчетов можно принять  $K_f = 0,5$ .

Осевую скорость за последней ступенью турбины принимают исходя из условия  $M_{c2} = 0,35 \dots 0,45$ , при этом  $c_{2az} = 160 \dots 250$  м/с. Принимая величину скорости на выходе последней ступени, контролируют значение коэффициента расхода, который не должен превышать 0,8. В целом коэффициент расхода ступени турбины находится в диапазоне 0,4–0,8.

Степень реактивности ступеней выбирают из условия минимального, но положительного ее значения в корневом сечении ступеней

на всех возможных режимах работы. На основании опыта проектирования можно рекомендовать для первых ступеней турбины  $\rho_t = 0,20 \dots 0,30$ , а для последних —  $\rho_t = 0,35 \dots 0,45$  на среднем диаметре ступеней. Окончательно величину степени реактивности на среднем диаметре принимают после расчета ступени с учетом закона закрутки по радиусу.

Углы выхода потока из соплового аппарата в целях уменьшения угла раскрытия проточной части плавно увеличивают от первой к последней ступени. Выбор угла  $\alpha_1$  влияет на достижимую экономичность ступени. Рекомендуется принимать для первой ступени  $\alpha_1 \geq 13 \dots 20^\circ$ , а для последней —  $\alpha_1 \leq 30 \dots 35^\circ$  [15, 18, 22].

Величины коэффициентов скорости для сопловой и рабочей решеток на предварительном этапе расчетов можно принимать, пользуясь данными [16, 24]:  $\varphi = 0,960 \dots 0,980$ ,  $\psi = 0,940 \dots 0,960$ .

### 3.4. Выбор основных геометрических характеристик проточной части турбины

Схему проточной части турбин стационарных ГТУ принимают обычно с постоянным корневым диаметром. При такой схеме проточной части упрощается конструкция ротора и корневой части рабочих лопаток (рис. 3.2). В таком случае выдерживают угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости  $\gamma < 18 \dots 20^\circ$ .

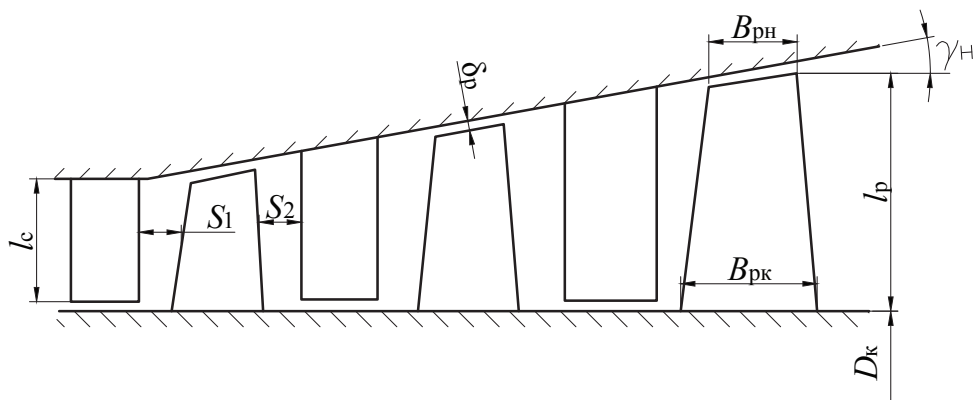


Рис. 3.2. Схема проточной части многоступенчатой турбины при  $D_k = \text{const}$

Схема с постоянным наружным диаметром ранее применялась в авиационных турбореактивных двигателях для уменьшения лобового сопротивления, так как в этом случае площадь миделевого сечения силовой установки минимальна. Для стационарных газотурбинных установок такая схема проточной части, как правило, нецелесообразна.

Схема проточной части с постоянным средним диаметром (рис. 3.3) применяется для ограничения углов раскрытия проточной части в меридиональной плоскости в корневом и периферийном сечениях ( $\gamma_n$  и  $\gamma_k$ ). Такая схема характерна для турбин авиационных и судовых газогенераторов, у которых угол раскрытия  $\gamma$  может быть существенно больше  $20^\circ$  (рис. 3.3).

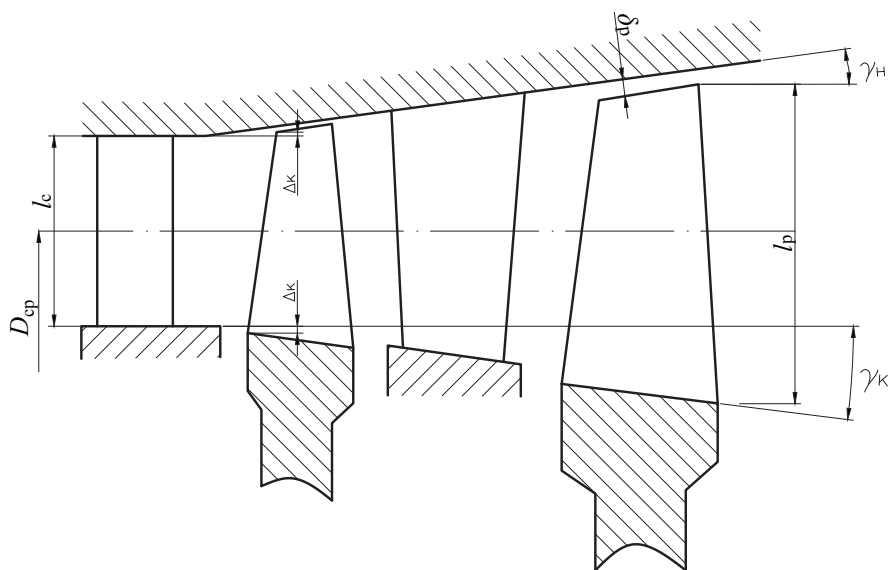


Рис. 3.3. Схема проточной части турбины с  $D_{cp} = \text{const}$

Возможны варианты комбинированных схем проточной части турбины: первые ступени с  $D_k = \text{const}$ , а последующие — с  $D_{cp} = \text{const}$ . В общем случае без учета назначения установки, ее массогабаритных характеристик меньшим суммарным углам раскрытия проточной части соответствуют более высокие значения внутреннего КПД отдельных ступеней турбины, что связано с более благоприятными условиями обтекания в концевых сечениях. Таким образом, при проектировании ГТУ желательно соблюдать условие  $(\gamma_k + \gamma_n) \leq 18 \dots 20^\circ$ . Кроме того,

необходимо, чтобы  $\gamma_n$  и  $\gamma_k$  в соседних венцах отличались не более чем на  $8-10^\circ$ . Плавное изменение обводов проточной части обеспечивает меньший уровень потерь энергии. Большие углы раскрытия проточной части особенно вредны при высоких значениях  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ , когда уменьшается степень конфузурности межлопаточных каналов и в предельном случае происходит отрыв потока от поверхности лопатки.

В случае проведения расчетов проточной части ГТУ на базе прототипа допускается принять аналогичную ему схему проточной части.

При выполнении газодинамических расчетов следует вести контроль значения веерности ступеней:

$$\text{для первых ступеней } \bar{D}_l = \frac{D_{cp}}{l_p} \leq 10 \dots 14;$$

$$\text{для последних ступеней } \bar{D}_l > 3,5.$$

При больших значениях веерности в первых ступенях существенно повышаются потери энергии из-за уменьшения высоты канала. Малые значения веерности в последних ступенях приводят к дополнительным сложностям при учете пространственного характера течения в корне и на периферии ступени при проектировании, а также характеризуются высокими напряжениями в корне из-за большой высоты лопаток.

Осевая ширина венцов выбирается из условий обеспечения прочности лопаток под действием изгибающих напряжений от действия газодинамических сил. Ширина решетки непосредственно связана с величиной хорды профилей.

Длина проточной части турбины в основном зависит от уровня суммарных напряжений, возникающих в рабочих лопатках турбины. Если нет ограничений по прочности, то следует стремиться к тому, чтобы выполнялось условие  $B_n/l_n \ll 1$  как для сопел, так и для рабочих решеток.

Для средних и последних ступеней ширина решетки от корня к периферии ступени уменьшается вследствие поворота сечения лопатки. Хорда лопатки при этом не изменяется, однако для сохранения оптимального относительного шага по высоте ступени необходимо увеличение хорды с возрастанием радиуса. Можно рекомендовать, основываясь на данных [22], в корневом сечении принимать отношение  $B_p/l_p = 0,2 \dots 0,4$ , а в периферийном сечении  $B_p/l_p = 0,15 \dots 0,3$ . Ширину сопловой решетки можно принимать равной или больше ширины рабочей.

Передний осевой зазор  $S_1 = (0,3...0,4) B_p^{cp}$ . Малое значение переднего осевого зазора вызывает значительное динамическое воздействие кромочных следов от сопел на рабочие лопатки. При значительной величине зазора  $S_1$  поток отклоняется к периферии и возрастает степень реактивности ступени, вызывая заметные перетоки в межлопаточных каналах и через необандаженный радиальный зазор.

Задний осевой зазор принимают больше переднего зазора  $S_2 = (1,2 ...1,5) S_1$ . Желательно, чтобы осевые зазоры между венцами в корневом сечении были закрыты. Это позволяет избежать попадания рабочего тела в межвенцовое пространство или подсоса газа из межвенцового пространства.

Высота входной кромки рабочей лопатки должна быть больше высоты выходной кромки сопловой лопатки на величину перекрыш. Верхняя перекрыша  $\Delta_n$  должна составлять  $(0,01 ...0,02) l_c$ , нижняя (корневая) перекрыша  $\Delta_k$  — 0—3 мм в зависимости от величины угла раскрытия проточной части в корневом сечении  $\gamma_k$ .

Выбор радиальных зазоров в проточной части определяет экономичную и надежную работу многоступенчатой турбины. Чтобы исключить опасные задевания пера лопатки о статорные детали, относительные радиальные зазоры должны быть в диапазоне 1—1,5 % от высоты лопатки. Для снижения потерь от протечек рабочего тела через радиальный зазор применяют, например, прирабатывающиеся металло-керамические вставки, сотовые уплотнения, а лопатки выполняют с утонением в периферийной части и оснащают бандажами с уплотнениями. Также используют и другие конструктивные меры, системы активного управления радиальными зазорами, в том числе с прямым измерением величины радиального зазора.

### 3.5. Предварительный газодинамический расчет турбины

---

Газодинамические одномерные расчеты (ГДР) турбин проводят в целях определения основных параметров потока в межвенцовых зазорах на среднем диаметре, поскольку в среднем сечении каждого венца параметры рабочего тела близки к среднemasсовым по высоте проточной части.

### 3.5.1. Предварительный газодинамический расчет турбин без затурбинного диффузора

Целью предварительного расчета является определение располагаемого теплоперепада от полных параметров перед ( $P_0^*$ ,  $T_0^*$ ) и статических ( $P_z$ ,  $T_z$ ) за каждым отсеком турбины. Основой такого расчета является определение величины статического давления за последней ступенью отсека. В зависимости от выбранной схемы ГТУ количество турбин (отсеков) составляет 1–4, для каждой из которых перед выполнением газодинамических расчетов по среднему диаметру необходимо произвести предварительные вычисления и выбор варьируемых при одномерном расчете параметров.

Исходными данными для выполнения предварительного газодинамического расчета являются результаты уточненного теплового расчета (см. 1.5.1) и задание на проектирование:

- давление воздуха на входе в ОК  $P_b$ , Па;
- суммарная степень повышения давления в ОК  $\pi_k$ ;
- потери по тракту ОК-ТВД  $\zeta_{тр}$ ;
- степень понижения давления в отсеке (ТВД, ТСД, ТНД, ССТ)  $\pi_t$ ;
- коэффициент адиабаты для отсека  $k$ ;
- средняя удельная теплоемкость рабочего тела для отсека  $c_p$ , кДж/(кг·К);
- КПД отсека  $\eta_t$ ;
- степень расширения в турбине  $\pi_t$ ;
- расход рабочего тела через турбину  $G$ , кг/с.

Предварительный расчет для каждого отсека турбины (ТВД, ТСД, ТНД) выполняем в следующей последовательности.

1. Определяем полное давление перед рассчитываемой турбиной, исходя из учета гидравлических потерь по тракту между осевым компрессором и турбиной (потери в закомпрессорном диффузоре, камере сгорания и регенераторе при наличии и т. д.), Па,

$$P_0^* = P_b \pi_k (1 - \zeta_{тр}),$$

где  $P_b = P_a (1 - \xi_{вх.тр})$ .

2. Определяем статическое давление за турбиной, Па,

$$P_z = \frac{P_0^*}{\pi_t}.$$

3. Вычисляем расчетную температуру продуктов сгорания на выходе турбины, К,

$$T_z = T_0^* \left[ 1 - \left( 1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_T \right].$$

Для температуры  $T_z$  принимаем материал и задаем предел длительной прочности  $\sigma_{\text{дт}}^{t=T_z-273}$  ([22], прил. 3, специализированные справочники).

4. Вычисляем допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки, принимая запас прочности  $n_3 = 2 \dots 2,5$ , МПа,

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{\text{дт}}^t}{n_3}.$$

5. Определяем ометаемую площадь последней ступени турбины, исходя из напряжений растяжения в корневом сечении рабочей лопатки, м<sup>2</sup>,

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_{\text{ф}}\rho_{\text{л}}\omega^2},$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ .

При выполнении проектирования на базе ГТУ-прототипа целесообразно при определении ометаемой площади ориентироваться на геометрические характеристики турбины-прототипа, что достигается подбором материала и более широким диапазоном изменения запаса прочности. Это позволяет упростить этапы конструирования и выполнения эскизного проектирования турбин.

6. Плотность потока рабочего тела определяем из уравнения состояния, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_z = P_z / (RT_z).$$

7. Вычисляем величину осевой скорости за последней ступенью из уравнения неразрывности, м/с,

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a}.$$

8. Вычисляем адиабатический теплоперепад на турбину, кДж/кг,

$$H_{ад} = c_p T_0^* \left( 1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right).$$

9. Определяем располагаемый теплоперепад на турбину с учетом коэффициента возврата теплоты, кДж/кг,

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{ад}.$$

10. Определяем число ступеней в отсеке, задавшись средней величиной коэффициента нагрузки (среднее арифметическое значение по ступеням турбины) из ранее рекомендованных диапазонов. Для этого примем в первом приближении за суммарную работу на окружности колеса располагаемый теплоперепад на турбину

$$z = \frac{H_0}{u_{ср}^2 \mu_{ср}}.$$

11. Распределяем располагаемый теплоперепад между ступенями в отсеке, придерживаясь следующих рекомендаций:

$$h_{1ст}^{ад} = (1,05 \dots 1,10),$$

$$h_{ср}^{ад}, h_{2ст}^{ад} \leq h_{3ст}^{ад} \leq \dots \leq h_{zст}^{ад}.$$

12. Принимаем для ступеней (с увеличением от первой к последней) основные геометрические и термодинамические характеристики в соответствии с табл. 3.1.

Таблица 3.1

Основные геометрические и термодинамические параметры ступеней

Величина	Обозначение	Ступени		
		первая	средние (линейное распределение параметров)	последняя (z)
Угол выхода потока из соплового аппарата*	$\alpha_{1,i}$	13–18°	$\alpha_{1z} - \frac{\alpha_{1z} - \alpha_{1,1}}{z-1}(z-i)$	22–35°
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{r,i}$	0,25–0,3	$P_{\tau z} - \frac{P_{\tau z} - P_{\tau 1}}{z-1}(z-i)$	0,40–0,45
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	$c_{2a,i}$	130–170 м/с	$c_{az} - \frac{c_{az} - c_{a1}}{z-1}(z-i)$	Разд. 3.5.1, п. 7

Примечание.  $i$  — номер ступени, отсчитываемой от первой.



13. Определяем средний и корневой диаметры последней ступени в следующей последовательности:

$$x_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{Tz}}},$$

$$u_{\text{срз}} = x_{\text{опт}} \sqrt{2h_{\text{зст}}^{\text{ад}}},$$

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n},$$

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{az}}{\pi D_{\text{срз}}},$$

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}}.$$

Полученное значение корневого диаметра ступени следует округлить до ближайшего нуля в миллиметрах. На данном этапе расчетов следует проверить величину коэффициента расхода на выходе из последней ступени:  $\bar{c}_{az} = \frac{c_{az}}{u_{\text{срз}}} \approx 0,4 \dots 0,8$ . При выходе за рекомендованные

пределы необходимо увеличить нагрузку на последнюю ступень турбины.

При выполнении проектирования на базе ГТУ-прототипа, для упрощения этапа эскизного проектирования турбин, следует ориентироваться на реальные размеры проточной части турбины-прототипа.

Расчеты согласно п. 1–13 выполняются для турбин без затурбинного диффузора. Например, для трехвальной ГТУ — для ТВД и ТНД; для двухвальной ГТУ — только для ТВД. Параметры рабочего тела на выходе из предыдущего отсека являются исходными данными при расчете последующего отсека ГТУ.

### 3.5.2. Предварительный расчет турбины с затурбинным диффузором

Турбины одновальных энергетических ГТУ и силовые турбины приводных ГТУ в своей конструкции имеют затурбинный выходной диффузор, позволяющий преобразовать часть кинетической энергии выходной скорости за последней ступенью в потенциальную энергию давления. Скорость потока на выходе из диффузора уменьшается, а статическое давление увеличивается. Поскольку давление на выхо-

де из турбины (за последней ступенью) определяется из расчета цикла ГТУ или задается внешними условиями, установка выходного диффузора приводит к увеличению располагаемого теплоперепада в самой турбине на величину  $(c_{2z}^2 - c_d^2)$ .

Схема типичной конструкции выхлопного тракта ГТУ представлена на рис. 3.4.

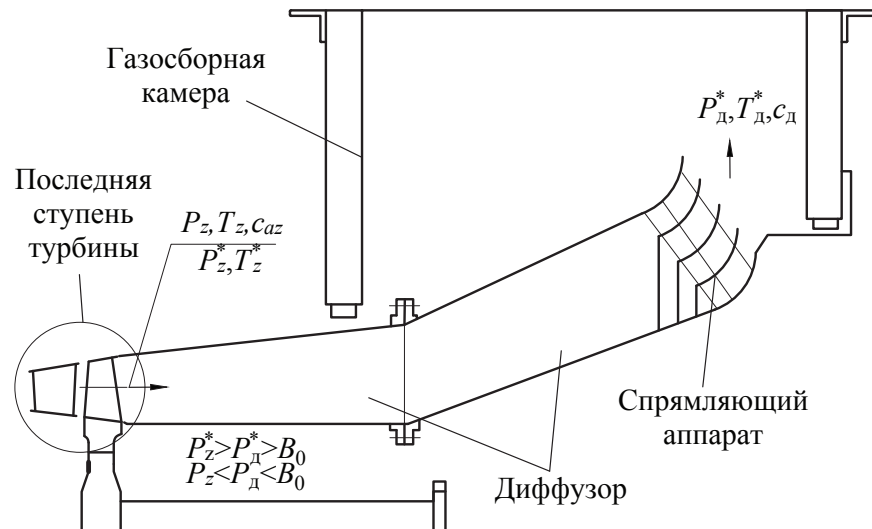


Рис. 3.4. Схема выхлопного тракта ГТУ

Давление продуктов сгорания в газосборной камере (шахте выхлопа) за диффузором будет выше барометрического давления на величину гидравлических потерь в камере и дымовой трубе  $\Delta P_{\text{вых}}$ . Для упрощения расчетов определяем давление за диффузором, задавая коэффициент гидравлических потерь выходного тракта  $\xi_{\text{вых}}$ . Для ГТУ простого цикла сопротивление выходного тракта составляет обычно не более 1–1,5 %, а для ГТУ, работающих по циклу с регенерацией теплоты уходящих газов, — 2,0–2,5 %.

Расчет проводим в соответствии с п. 1–7 разд. 3.5.1. На начальном этапе принимаем давление за последней ступенью равным барометрическому, т. е.  $P_z = P_a = 101\,300$  Па.

При выборе материала лопаток (п. 3 разд. 3.5.1) последних ступеней предпочтение следует отдавать легированным теплоустойчивым сталям аустенитного класса, которые более дешевы по сравнению с жаропрочными сплавами на никелевой или никель-кобальтовой основе.

После определения величины осевой скорости за последней ступенью  $c_{az}$  рассчитываем давление продуктов сгорания в газосборной камере, Па,

$$P_d^* = P_a (1 + \xi_{\text{вых}}).$$

Рассчитываем потери давления в диффузоре из-за гидравлических потерь. Для этого принимаем величину скорости потока на выходе из диффузора 80–100 м/с. Экономичность диффузорного патрубка определяется по его КПД, который также принимаем из диапазона  $\eta_d = 0,6 \dots 0,7$ . Потери давления в диффузоре, Па,

$$\Delta P_d = (1 - \eta_d) \rho_z \frac{c_{az}^2 - c_d^2}{2}.$$

Вычисляем полное и статическое давление за последней ступенью турбины, Па,

$$P_z^* = P_d^* + \Delta P_d^*,$$

$$P_z = P_z^* - \frac{\rho_z c_{az}^2}{2}.$$

После нахождения статического давления за последней ступенью следует уточнить значение плотности рабочего тела, которое в первом приближении находилось по п. 6 разд. 3.5.1 при  $P_z = P_a$ . После этого необходимо повторить расчет осевой составляющей скорости и уточнить  $P_z$ .

Определяем степень расширения продуктов сгорания в турбине от начального полного давления  $P_0^*$  до статического давления  $P_z$  за последней ступенью турбины

$$\pi_T = \frac{P_0^*}{P_z}.$$

Далее предварительный расчет турбины с диффузором проводим в соответствии с п. 8–13 разд. 3.5.1.

### 3.6. Газодинамический расчет ступеней по среднему диаметру

Целью газодинамического расчета ступеней по среднему диаметру является определение площадей проходных сечений венцов, расчет кинематических параметров потока (скоростей и углов) и выбор осе-

вых ширин и зазоров проточной части. На основе газодинамического расчета по среднему диаметру строится эскиз проточной части, служащий для выбора оптимального угла раскрытия проточной части в меридиональной плоскости.

Для выполнения газодинамического расчета по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета (подгл. 3.5). Для каждой ступени, кроме того, принимаем величину внутреннего КПД по заторможенным параметрам, которая определяется по кривым Смита (рис. 3.5) в зависимости от коэффициента нагрузки и коэффициента расхода ступени. Другим способом определения указанного КПД является зависимость [24]

$$\eta_u = 2x \left[ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\rho + \varphi^2 (1 - \rho) - 2x\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} + x^2} - x \right].$$

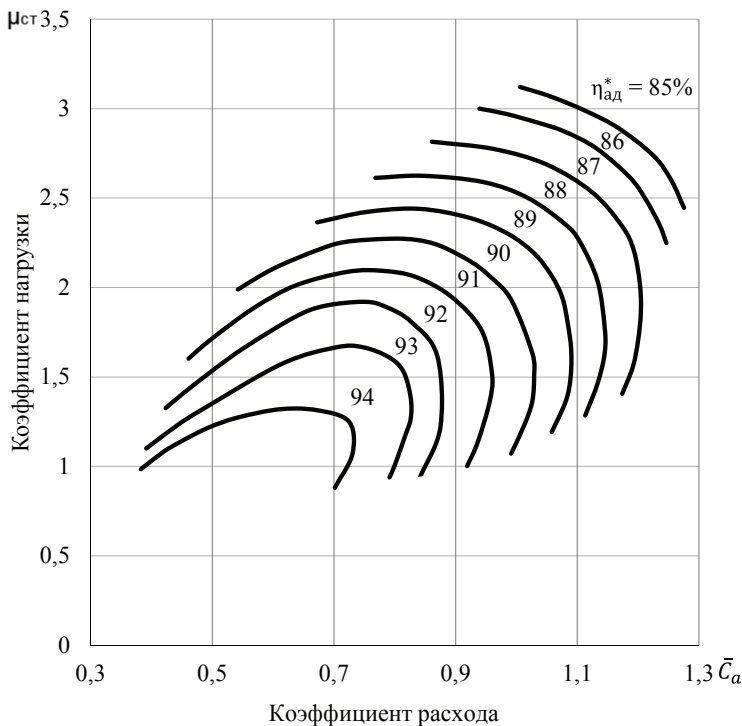


Рис. 3.5. КПД по заторможенным параметрам ступеней газовых турбин при  $\delta_p = 0$  и  $\rho_t = 0,35$  [24] в зависимости от  $\mu_{ст}$  и  $\bar{c}_a$

Дальнейший расчет турбины сводим в табл. 3.2. Начальными параметрами  $T_0^*$  и  $P_0^*$  второй и последующих ступеней являются  $T_2^*$  и  $P_2^*$  предыдущей. Для последней ступени значения  $T_{2z}$  и  $P_{2z}$  должны совпадать с ранее вычисленными в предварительном расчете с точностью до 2 %. При несовпадении нужно заново принять теплоперепад последней ступени турбины и уточнить значение КПД по кривым Смита.

Если принята схема проточной части с постоянным средним диаметром ступеней ( $D_{cp} \approx \text{const}$ ), то значение  $D_{cp}$ , определенное в предварительном расчете для последней ступени, принимаем для всех ступеней. Высоты сопловой и рабочей лопаток в п. 9 и 21 табл. 3.2 в таком случае вычисляются по формулам, м,

$$l_c = \frac{F_{1a}}{\pi D_{cp}},$$

$$l_p = \frac{F_{2a}}{\pi D_{cp}}.$$

Определять значения  $u_2$  и  $u_1$  на среднем диаметре (п. 11 и 22) не требуется.

После проведения первого варианта расчета выполняется предварительный эскиз проточной части в масштабе (масштаб выбирают в соответствии с ГОСТ), при этом контроль угла раскрытия проточной части следует вести в соответствии с рекомендациями подгл. 3.2. Высоты лопаток на входе принимаются с учетом необходимых перекрыш и обеспечения плавных обводов проточной части.

При необходимости корректировки высоты лопатки уточняют  $l_c$  путем выбора  $\alpha_1$  и величины осевой составляющей абсолютной скорости, зависящей от теплоперепада на сопловом аппарате ступени. Возможна корректировка  $l_p$  за счет выбора  $B_p$ ,  $B_c$ ,  $S_1$ ,  $S_2$  в рекомендованных пределах.

Окончательный эскиз проточной части выполняется после проведения расчета закрутки и обеспечения  $\rho_{\text{корн}} \geq 0,05$  путем корректировки  $\rho_{\text{ср}}$  или выбора закона закрутки. Увеличение степени реактивности в корне ступени нежелательно из-за возрастания осевого усилия на ротор турбины. Одновременно с этим строятся треугольники скоростей на среднем диаметре ступеней.

Таблица 3.2

## Газодинамический расчет ступени по среднему диаметру

Величина	Обозначение	Формула	Единицы измерения
1. Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$	Задаем	кДж/кг
2. Полная температура за ступенью	$T_2^*$	$T_0^* - h_{\text{ст}}^{\text{ад}} \eta_{\text{ст}}^* / C_p$	К
3. Полное давление за ступенью	$P_2^*$	$P_0^* (T_2^* / T_0^*)^{\frac{1}{m \eta_{\text{ст}}^*}}$	Па
4. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	Задаем	м/с
5. Статическая температура за РЛ (приближенно)	$T_2$	$T_2^* - C_{2a}^2 / 2c_p$	К
6. Статическое давление за РК	$P_2$	$P_0^* (T_2 / T_0^*)^{\frac{1}{m \eta_{\text{ст}}^*}}$	Па
7. Удельный объем рабочего тела за РЛ	$v_2$	$RT_2 / P_2$	м <sup>3</sup> /кг
8. Ометаемая площадь на выходе из РЛ	$F_{2a}$	$G v_2 / c_{2a}$	м <sup>2</sup>
9. Высота рабочей лопатки	$l_p$	$\sqrt{\frac{D_{\kappa}^2}{4} + \frac{F_{2a}}{\pi}} - \frac{D_{\kappa}}{2}$	м
10. Верность ступени	$\overline{D_l}$	$(D_{\kappa} + l_p) / l_p$	—
11. Окружная скорость на $D_{\text{ср.рл}}$	$u_2$	$\pi (D_{\kappa} + l_p) n / 60$	м/с
12. Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{\text{ср}}$	Принимаем из предварительного расчета	—
13. Адиабатический теплоперепад на сопловую решетку	$h_{\text{с.ад}}$	$(1 - \rho_{\text{т}}) h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$	кДж/кг
14. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	$\varphi \sqrt{2 h_{\text{с}}^{\text{ад}}}$	м/с
15. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	Принимаем из предварительного расчета	град.
16. Осевая составляющая абсолютной скорости за сопловым аппаратом	$C_{1a}$	$C_1 \sin \alpha_1$	м/с
17. Статическая температура за сопловым аппаратом	$T_1$	$T_0^* - \frac{h_{\text{с}}^{\text{ад}} \cdot \varphi^2}{c_p}$	К

Продолжение табл. 3.2

Величина	Обозначение	Формула	Единицы измерения
18. Статическое давление за сопловым аппаратом	$P_1$	$P_0^* \left( \frac{T_1}{T_0^*} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$	Па
19. Удельный объем рабочего тела за сопловым аппаратом	$v_1$	$\frac{RT_1}{P_1}$	м <sup>3</sup> /кг
20. Ометаемая площадь на выходе из соплового аппарата	$F_{1a}$	$\frac{Gv_1}{c_{1a}}$	м <sup>2</sup>
21. Высота сопловой лопатки	$l_c$	$\sqrt{\frac{D_k^2}{4} + \frac{F_{1a}}{\pi}} - \frac{D_k}{2}$	м
22. Окружная скорость на среднем диаметре соплового аппарата	$u_1$	$\frac{\pi(D_k + l_c)n}{60}$	м/с
23. Коэффициент расхода для СА	$\bar{C}_{1a}$	$c_{1a} / u_1$	—
24. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	$c_1 \cos \alpha_1$	м/с
25. Окружная проекция относительной скорости	$W_{1u}$	$c_{1u} - u_1$	м/с
26. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	$\arctg(c_{1a} / W_{1u})$	град.
27. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	$c_{1a} / \sin \beta_1$	м/с
28. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	$\psi \sqrt{W_1^2 + 2\rho h_{ст}^{зд}}$	м/с
29. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	$\arcsin(c_{2a} / W_2)$	град.
30. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	$W_2 \cos \beta_2$	м/с
31. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	$W_{2u} - u_2$	м/с
32. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	$\arctg(c_{2a} / c_{2u})$	град
33. Абсолютная скорость выхода потока из ступени	$C_2$	$c_{2a} / \sin \alpha_2$	м/с

Окончание табл. 3.2

Величина	Обозначение	Формула	Единицы измерения
34. Скорость звука в потоке за рабочим колесом	$a_2$	$\sqrt{kRT_2}$	м/с
35. Число Маха за ступенью	$M_{c2}$	$c_2 / a_2$	м/с
36. Скорость звука в потоке за сопловым аппаратом	$a_1$	$\sqrt{kRT_1}$	м/с
37. Число Маха на выходе из соплового аппарата	$M_{c1}$	$c_1 / a_1$	—
38. Температура заторможенного потока на рабочих лопатках ступени	$T_{1w}^*$	$T_1 + \frac{W_1^2}{2c_p}$	К
39. Предел длительной прочности материала рабочей лопатки ступени (выбирается по температуре $t_{1w}^*$ для назначенного ресурса лопатки 10 000 или 20 000 ч наработки)	$\sigma_{д\tau}^t$	$\sigma_{д\tau}^{t_{1w}^*} = 20\,000\text{ ч}$	МПа
40. Напряжения растяжения в корне РЛ	$\sigma_p$	$\frac{0,5F_{2a} \rho_l \omega^2}{2\pi}$	МПа
41. Коэффициент запаса	$n$	$\sigma_{д\tau}^t / \sigma_p \geq 2$	—
42. Ширина РЛ на среднем диаметре	$B_{p,ср}$	$(0,35 \dots 0,20)l_p$	мм
43. Передний осевой зазор	$S_1$	$(0,3 \dots 0,4)B_{p,ср}$	мм
44. Ширина сопел на среднем диаметре	$B_{с,ср}$	$(1,0 \dots 2,0)B_{p,ср}$	мм
45. Задний осевой зазор	$S_2$	$(1,2 \dots 1,5)S_1$	мм

### 3.7. Расчет ступеней с применением закона закрутки

Выполненный расчет ступеней по среднему диаметру определяет требования к геометрии лопаток только в одном сечении — среднем. У корня и на периферии условия обтекания будут отличаться. В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом на поток действует центробежная сила, пропорциональная  $c_{1u}^2$ , а за рабочими лопатками — пропорциональная  $c_{2u}^2$ . Следовательно, с увеличени-



ем радиуса давление вырастает, а скорость должна падать. Поскольку  $c_{2u} \ll c_{1u}$ , постольку  $p_1(r)$  растет больше, чем  $p_2(r)$ , и перепад давлений на рабочую лопатку увеличивается с радиусом, т. е. возрастает  $\rho_{ст}$ . Это приводит к увеличению интенсивности газодинамического усилия на рабочую лопатку.

Наиболее распространены законы закрутки, предусматривающие постоянную удельную работу по радиусу, а именно:

$$c_{1a}(r) = \text{const}, c_{1u} r^{\varphi^2} = \text{const}; \quad (1)$$

$$\alpha_1(r) = \text{const}, c_{1u} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{const}; \quad (2)$$

$$r \text{tg} \alpha_1 = \text{const}, h_u(r) = \text{const}. \quad (3)$$

Угол  $\alpha_1$  (формула 1) с ростом радиуса увеличивается, по формуле (2) — остается постоянным, в соответствии с выражением (3) — уменьшается. Третий закон также часто называют обратной закруткой, так как целью его является пропуск большего расхода в корневом сечении для снижения градиента реактивности по радиусу и уменьшение диапазона изменения угла  $\beta_1$ , что важно при проектировании охлаждаемых рабочих лопаток. Этот закон закрутки чаще используется для первых ступеней при  $\alpha_1 > 25^\circ$  и  $D_{cp}/l_p > 5$ , так как при малых втулочных отношениях направляющие лопатки получаются сильно закрученными. Первый и второй законы закрутки чаще применяют для последней и промежуточных ступеней. Во всех этих законах закрутки на любом радиусе  $h_u = \text{const}$  [22].

В приближенном расчете можно принимать коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$  постоянными по высоте лопаток. Заданными являются все величины для среднего диаметра. Необходимые соотношения для расчета величин в корневом и наружном (и любых промежуточных) сечениях сведены в табл. 3.3. Согласно [22] при  $D_{cp}/l_p \geq 4$  для второго и третьего законов закрутки можно принимать  $c_{2a}(r) = \text{const}$ . Обычно при небольших углах раскрытия  $\gamma_k$  и  $\gamma_n$  принимают также  $u_2 \approx u_1$ .

Выполнив расчет закрутки, следует произвести анализ полученных величин и построить треугольники скоростей. Если в результате расчета получено отрицательное значение степени реактивности в корне, нужно или изменить закон закрутки, или увеличить  $\rho_{cp}$  и повторить расчет по среднему диаметру.

Изменение по радиусу  $\rho$ ,  $\alpha_1$ ,  $c_{1a}$ ,  $c_{1u}$ ,  $c_l$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $\alpha_2$ ,  $c_2$  следует представить на одном-двух графиках для каждой из рассчитываемых ступеней.

Таблица 3.3

Зависимости для определения основных параметров  
при различных законах закрутки ступеней турбины

Величина	Обозначение	Единицы измерения	Законы закрутки		
			$c_{1u} r^{\varphi^2} = \text{const}$	$\alpha_1(r) = \text{const}$	$r \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$
1. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	$r/r_{\text{cp}}$	$r/r_{\text{cp}}$	$r/r_{\text{cp}}$
2. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	$\operatorname{arctg} \left( \frac{c_{1a}}{c_{1u}} \right)$	$\alpha_{1\text{cp}}$	$\operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_{1\text{cp}}}{\bar{r}} \right)$
3. Осевая составляющая абсолютной скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	$C_{1a}^{\text{cp}}$	$C_{1a}^{\text{cp}} / \bar{r}^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$	$C_{1a}^{\text{cp}} \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{1\text{cp}}}{\bar{r}^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{1\text{cp}}}$
4. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	$C_{1u}^{\text{cp}} / \bar{r}^{\pm E}$	$C_{1u}^{\text{cp}} / \bar{r}^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$	$C_{1a} / \operatorname{tg} \alpha_1$
5. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	$c_{1a} / \sin \alpha_1$		
6. Осевая составляющая абсолютной скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	$C_{2a\text{cp}}$		
7. Окружная скорость	$u$	м/с	$u_{\text{cp}} \bar{r}$		
8. Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{c_1^2}{2\varphi^2}$		
9. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_T$	—	$\frac{h_{\text{ст}}^{\text{ад}} - h_c^{\text{ад}}}{h_{\text{ст}}^{\text{ад}}}$		
10. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	$\operatorname{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1}$		
11. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	$c_{1a} / \sin \beta_1$		
12. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	$\psi \sqrt{W_1^2 + 2\rho_T h_{\text{ст}}^{\text{ад}}}$		

Окончание табл. 3.3

Величина	Обозначение	Единицы измерения	Законы закрутки		
			$c_{1u} r^{\varphi^2} = \text{const}$	$\alpha_1(r) = \text{const}$	$r \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$
13. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град	$\arcsin \frac{C_{2a}}{W_2}$		
14. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	$W_2 \cos \beta_2$		
15. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	$W_{2u} - u_2$		
16. Угол выхода потока из ступени	$\alpha_2$	град.	$\operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u}}$		
17. Кинематическая степень реактивности	$\rho_k$	—	$1 - \frac{c_{1u} - c_{2u}}{2u_1}$		
18. Удельная работа на ободе ступени	$h_u$	кДж/кг	$u_1 (c_{1u} \pm c_{2u})$		
19. Абсолютная скорость выхода потока из ступени	$C_2$	м/с	$\sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$		
20. Статическая температура за СА	$T_1$	К	$T_0^* - \frac{h_c^{\text{ад}} \cdot \varphi^2}{c_p}$		
21. Статическое давление за СА	$P_1$	Па	$P_{0i}^* \left( \frac{T_1}{T_{0i}^*} \right)^{\frac{1}{m\varphi^2}}$		
22. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W}^*$	К	$T_1 + \frac{W_1^2}{2c_p}$		
23. Скорость звука на выходе из СА	$a_{c1}$	м/с	$\sqrt{kRT_1}$		
24. Число Маха на выходе из СА	$M_{c1}$	—	$C_1/a_{c1}$		
25. Скорость звука на входе в РК	$a_{w1}$	м/с	$\sqrt{kRT_1}$		
26. Число Маха на входе в РК	$M_{w1}$	—	$W_1/a_{w1}$		

### 3.8. Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

Точно определить потери энергии расчетным путем можно после выполнения профилирования лопаток и детального учета особенностей конструкции. Здесь приводится схема приближенного расчета потерь по принятым значениям коэффициентов потери скорости в сопловом аппарате  $\varphi$  и рабочих лопатках  $\psi$ .

Профильные потери энергии определяем для средних сечений венцов. Для сопловых аппаратов, кДж/кг,

$$\Delta h_c^{\text{пр}} = \frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2} \cdot 10^{-3}.$$

Для венцов рабочих колес, кДж/кг,

$$\Delta h_p^{\text{пр}} = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \frac{W_2^2}{2} \cdot 10^{-3}.$$

Концевые (вторичные) потери в сопловых аппаратах определим по приближенной формуле, кДж/кг,

$$\Delta h_c^{\text{конц}} = \frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2} \cdot 2 \frac{a_c}{l_c} \cdot h_c^{\text{ад}},$$

где  $a_c = t_c \sin \alpha_1$ .

Здесь  $t_c \approx B_c^{\text{сп}}$ .

Концевые потери в рабочих венцах, кДж/кг,

$$\Delta h_p^{\text{конц}} = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \cdot 2 \frac{a_p}{l_p} \cdot h_p^{\text{ад}},$$

где  $a_p = t_p \sin \beta_2$ .

Здесь  $t_p \approx B_p^{\text{сп}}$ .

Потери от перетеканий в радиальном зазоре при необандаженных лопатках, кДж/кг,

$$\Delta h_c^{\text{зав}} \approx \frac{\delta_c}{l_c} \cdot h_c^{\text{ад}},$$

$$\Delta h_p^{\text{заз}} \approx \frac{\delta_p}{l_p} \cdot h_p^{\text{ад}},$$

для первой ступени часто  $\delta_c = 0$  и  $\Delta h_c^{\text{заз}} = 0$ .

Общие потери на ободу в ступени, кДж/кг,

$$\Sigma \Delta h_{\text{ст}} = \Delta h_c^{\text{пр}} + \Delta h_p^{\text{пр}} + \Delta h_c^{\text{конц}} + \Delta h_p^{\text{конц}} + \Delta h_c^{\text{заз}} + \Delta h_p^{\text{заз}}.$$

Использованный в ступени теплоперепад, кДж/кг,

$$h_u = h_{\text{ст}}^{\text{ад}} - \Sigma \Delta h_{\text{ст}}.$$

Внутренний КПД ступени на ободу

$$\eta_u = h_u / h_{\text{ст}}^{\text{ад}}.$$

Суммарный использованный теплоперепад в турбине без затурбинного диффузора, кДж/кг,

$$H_u = \sum_{i=1}^z h_{ui}.$$

Суммарный использованный теплоперепад в турбине с затурбинным диффузором, кДж/кг,

$$H_u = H_{\text{ад}} - \sum_{i=1}^z \Delta h_{\text{сти}},$$

$$H_{\text{ад}} = c_p T_0^* \left( 1 - \pi_{\tau}^{\frac{1-k}{k}} \right),$$

$$\pi_{\tau} = \frac{P_0^*}{P_z},$$

где  $P_0^*$  и  $P_z$  — полное давление на входе и статическое давление на выходе из отсека (турбины).

КПД турбины без учета потерь на трение дисков (или барабана)

$$\eta_{u\tau} = H_u / H_{\text{ад}}.$$

Потери на трение дисков можно оценить с помощью КПД  $\eta_{\text{тр}} \approx 0,985-0,995$ .

Для каждой турбины определяем внутреннюю мощность с учетом коэффициента механических потерь трения, принятых в тепловом расчете ГТУ, кВт,

$$N_T = GH_u \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{тр}}.$$

При расчете полезной (эффективной) мощности одновальной ГТУ необходимо рассчитать зависимость, кВт,

$$N_e = N_T - N_k,$$

где

$$N_k = H_k G_B.$$

### 3.9. Пример газодинамического расчета ГТУ

#### 3.9.1. Газодинамический расчет турбины высокого давления

##### Предварительный расчет ТВД

Исходные данные и вспомогательные величины для предварительного расчета представлены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Данные для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
<i>Исходные данные</i>			
Полное давление газа перед турбиной	$P_0^*$	Па	1694634
Полная температура газа перед турбиной	$T_0^*$	К	1440
Частота вращения ротора	$n$	об/мин	12290
Степень расширения в турбине	$\pi_T$	—	2,748
Расход рабочего тела через турбину	$G_{\text{ТВД}}$	кг/с	54,3
<i>Вспомогательные величины</i>			
Показатель адиабаты	$k$	—	1,342
Показатель адиабатического процесса	$m$	—	0,255
Газовая постоянная рабочего тела турбины	$R$	кДж/(кг·К)	0,288
Средняя теплоемкость рабочего тела в турбине	$c_{\text{рт}}$	кДж/(кг·К)	1,130
Коэффициент скорости в соплах	$\varphi$	—	0,96
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	$\psi$	—	0,95
Коэффициент возврата теплоты	$\alpha$	—	—
КПД турбины	$\eta$	—	0,87

Степень расширения, а также расход рабочего тела через турбину принимаем в соответствии с пунктами теплового расчета. Полное давление перед турбиной рассчитываем исходя из учета потерь по тракту входного патрубка (см. подгл. 1.4), а также гидравлических потерь по тракту.

Полное давление газа перед турбиной

$$P_0^* = P_a \pi_K (1 - \xi_{\text{тр}}) (1 - \xi_{\text{вх.тр}}).$$

Потери во входном тракте принимаем  $\xi_{\text{вх.тр}} = 0,0145$ . Потери по тракту согласно принятому в тепловом расчете значению  $\xi_{\text{вх.тр}} = 0,03$ .

$$P_0^* = 101\,300 \cdot 17,5 \cdot (1 - 0,03) \cdot (1 - 0,0145) = 1\,694\,633,77 \text{ Па}.$$

Давление газа за турбиной

$$P_z = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{1\,694\,633,77}{2,748} = 616\,693,04 \text{ Па}.$$

Температура газа за турбиной

$$T_z = T_0^* \left[ 1 - (1 - \pi_T^{-m}) \eta_T \right] = 1440 \cdot \left[ 1 - (1 - 2,748^{-0,255}) \cdot 0,87 \right] = 1155,52 \text{ К}.$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6У-ВИ) при запасе прочности  $n_3 = 2,44$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{\text{дт}}^t}{n_3} = \frac{400}{2,44} = 163,9 \text{ МПа}.$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_{\phi}\rho_{\text{л}}\omega^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 163,9 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 8100 \cdot 1287^2} = 0,154,$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 12\,290}{30} = 1287 \text{ рад/с}.$

Плотность потока рабочего тела

$$\rho_z = P_z / (RT_z) = 616\,693,04 / (288 \cdot 1155,52) = 1,853 \text{ кг/м}^3.$$

Осевая скорость за последней ступенью

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{54,3}{1,853 \cdot 0,154} = 190,8 \text{ м/с}.$$

Адиабатический теплоперепад в турбине

$$H_{\text{ад}} = c_p T_0^* \left( 1 - \pi_{\text{т}}^{\frac{1-k}{k}} \right) = 1,13 \cdot 1440 \cdot \left( 1 - 2,748^{\frac{1-1,342}{1,342}} \right) = 369,5 \text{ кДж/кг}.$$

С учетом того, что коэффициент возврата теплоты принят равным 0, из-за высокой начальной температуры газа в турбине и необходимости введения охлаждения, располагаемый теплоперепад будет

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{\text{ад}} = (1 + 0) \cdot 369,5 = 369,5 \text{ кДж/кг}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры турбины сведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Основные геометрические и термодинамические  
параметры ступени

Величина	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{1,i}$	град.	16
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{1,i}$	—	0,355
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	$C_{2a,i}$	м/с	190,8

Оптимальная характеристика определяется как

$$x_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{\text{тз}}}} = \frac{0,96 \cdot \cos 16^\circ}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,355}} = 0,575.$$

Окружная скорость

$$u_{\text{срз}} = x_{\text{опт}} \sqrt{2 h_{\text{зст}}^{\text{ад}}} = 0,575 \cdot \sqrt{2 \cdot 369,5 \cdot 10^3} = 493,9 \text{ м/с}.$$

Средний диаметр ступени

$$D_{\text{срз}} = \frac{60 u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 493,9}{3,14 \cdot 12\,290} = 0,767 \text{ м}.$$

В рассматриваемом примере в качестве прототипа выбран газотурбинный двигатель типа АЛ-31СТ. Ориентируясь на геометрические



характеристики проточной части турбины высокого давления двигателя-прототипа, средний диаметр которой около 0,670 м, примем значение характеристического коэффициента  $x = 0,5$ . Другим способом приближения геометрических характеристик проектируемого ГТД к прототипу является выбор нового материала рабочей лопатки и нового значения коэффициента запаса прочности. В таком случае окружная скорость

$$u_{\text{срз}} = x \sqrt{2h_{\text{зст}}^{\text{ал}}} = 0,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 369,5 \cdot 10^3} = 429,8 \text{ м/с},$$

а средний диаметр ступени

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 429,8}{3,14 \cdot 12\,290} = 0,668 \text{ м}.$$

Высота рабочей лопатки последней ступени будет

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{az}}{\pi D_{\text{срз}}} = \frac{0,154}{3,14 \cdot 0,668} = 0,073 \text{ м}.$$

Корневой диаметр ступени определяется как

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}} = 0,668 - 0,073 = 0,595 \text{ м}.$$

Коэффициент расхода на выходе из ступени

$$\bar{C}_a = \frac{C_{2a}}{u_{\text{ср}}} = \frac{190,8}{429,8} = 0,44.$$

Исходя из представленных ранее рекомендаций (подгл. 3.2) принимаем количество ступеней  $z$  в отсеке ТВД равным 1. В таком случае коэффициент нагрузки ступени ТВД в первом приближении

$$\mu = \frac{H_0}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{369,5 \cdot 1000}{429,8^2} = 2,0.$$

Согласно рассчитанным значениям коэффициентов нагрузки и расхода, определяем по кривым КПД Смита аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам —  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,89$ .

Газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру

Для выполнения газодинамического расчета по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета. Результаты вычислений сведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

## Газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1. Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{ст}^{ад}$	кДж/кг	369,5
2. Полная температура за ступенью	$T_2^*$	К	1148,98
3. Полное давление за ступенью	$P_2^*$	Па	626 208
4. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	195,00
5. Статическая температура за РЛ	$T_2$	К	1132,2
6. Статическое давление за РЛ	$P_2$	Па	586 766,6
7. Удельный объем рабочего тела за РЛ	$v_2$	м <sup>3</sup> /кг	0,556
8. Ометаемая площадь на выходе из РЛ	$F_{2a}$	м <sup>2</sup>	0,155
9. Высота РЛ	$l_p$	м	0,0737
10. Веерность ступени	$\overline{D}_l$	—	9,1
11. Окружная скорость РЛ	$u_2$	м/с	430,1
12. Степень реактивности	$\rho_{ср}$	—	0,355
13. Адиабатический теплоперепад в СА	$h_{с.ад}$	кДж/кг	238,3
14. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	662,8
15. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	16,00
16. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	182,7
17. Статическая температура за СА	$T_1$	К	1245,6
18. Статическое давление за СА	$P_1$	Па	913 920,1
19. Удельный объем рабочего тела за СА	$v_1$	м <sup>3</sup> /кг	0,393
20. Ометаемая площадь на выходе из СА	$F_{1a}$	м <sup>2</sup>	0,117
21. Высота сопловой лопатки	$l_c$	м	0,0570
22. Окружная скорость на среднем диаметре СА	$u_1$	м/с	419,4
23. Коэффициент расхода для СА	$\bar{C}_{1a}$	—	0,436
24. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	637,1

Окончание табл. 3.6

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
25. Окружная проекция относительной скорости	$W_{1u}$	м/с	217,7
26. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	40,0
27. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	284,2
28. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	556,4
29. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	20,5
30. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	521,2
31. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	91,0
32. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	65,0
33. Скорость выхода потока из ступени	$C_2$	м/с	215,2
34. Скорость звука в потоке за РЛ	$a_2$	м/с	661,5
35. Число Маха за РЛ	$M_{C2}$	—	0,325
36. Скорость звука на выходе из СА	$a_1$	м/с	693,8
37. Число Маха на выходе из СА	$M_{C1}$	—	0,955
38. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W}^*$	К	1281,4
39. Допускаемые напряжения для материала РЛ	$\sigma_{дт}^t$	МПа	400
40. Напряжения растяжения в корне РЛ	$\sigma_p$	МПа	165,20
41. Коэффициент запаса	$n$	—	2,4
42. Ширина РЛ на среднем диаметре	$B_{p,cp}$	мм	26
43. Передний осевой зазор	$S_1$	мм	10
44. Ширина сопел на среднем диаметре	$B_{c,cp}$	мм	45
45. Задний осевой зазор	$S_2$	мм	12

Материал рабочих лопаток ТВД — ЖС6У-ВИ. Допускаемые напряжения для материала принимаем на основании данных [22],  $\rho_m = 8100 \text{ кг/м}^3$ .

### Расчет ТВД с учетом закона закрутки

Выбор закона закрутки ступени осуществляется в соответствии с рекомендациями подгл. 3.8 и данных [13, 22, 26]. Расчет сведен в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Расчет ТВД с учетом закона закрутки  $rtg\alpha_1 = \text{const}$

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
1. Радиус сечения	$r$	м	0,297	0,334	0,371
2. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	0,890	1,000	1,110
3. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	17,9	16,0	14,5
4. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	225,8	182,7	150,6
5. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	700,7	637,1	582,9
6. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	736,2	662,8	602,1
7. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	195,0	195,0	195,0
8. Окружная скорость в соплах	$u_1$	м/с	373,2	419,4	465,6
9. Окружная скорость в РЛ	$u_2$	м/с	382,7	430,1	477,5
10. Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	кДж/кг	294,061	238,304	196,663
11. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_T$	—	0,204	0,355	0,468
12. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	34,6	40,0	52,1
13. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	397,9	284,2	190,9
14. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	528,2	556,4	587,2
15. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	21,7	20,5	19,4
16. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	490,9	521,2	553,9
17. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	108,1	91,0	76,3
18. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	61,0	65,0	68,6
19. Кинематическая степень реактивности	$\rho_{\text{кин}}$	—	0,206	0,349	0,456
20. Удельная работа на ободе	$h_n$	кДж/кг	309,6	313,2	314,8
21. Абсолютная скорость выхода потока	$C_2$	м/с	223,0	215,2	209,4

Окончание табл. 3.7

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
22. Статическая температура за СА	$T_1$	К	1200,2	1245,6	1279,6
23. Статическое давление за СА	$P_1$	кПа	780 051	913 920,1	1 024 849
24. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W^*}$	К	1270,2	1281,4	1295,7
25. Скорость звука на выходе из СА	$a_{C1}$	м/с	681,1	693,8	703,2
26. Число Маха на выходе из СА	$M_{C1}$	—	1,081	0,955	0,856
27. Скорость звука на входе в РК	$a_{W1}$	м/с	681,1	693,8	703,2
28. Число Маха на входе в РК	$M_{W1}$	—	0,584	0,410	0,271

По результатам газодинамического расчета построены треугольники скоростей, представленные на рис. 3.6, а также графики изменения основных кинематических параметров (рис. 3.7 и 3.8).

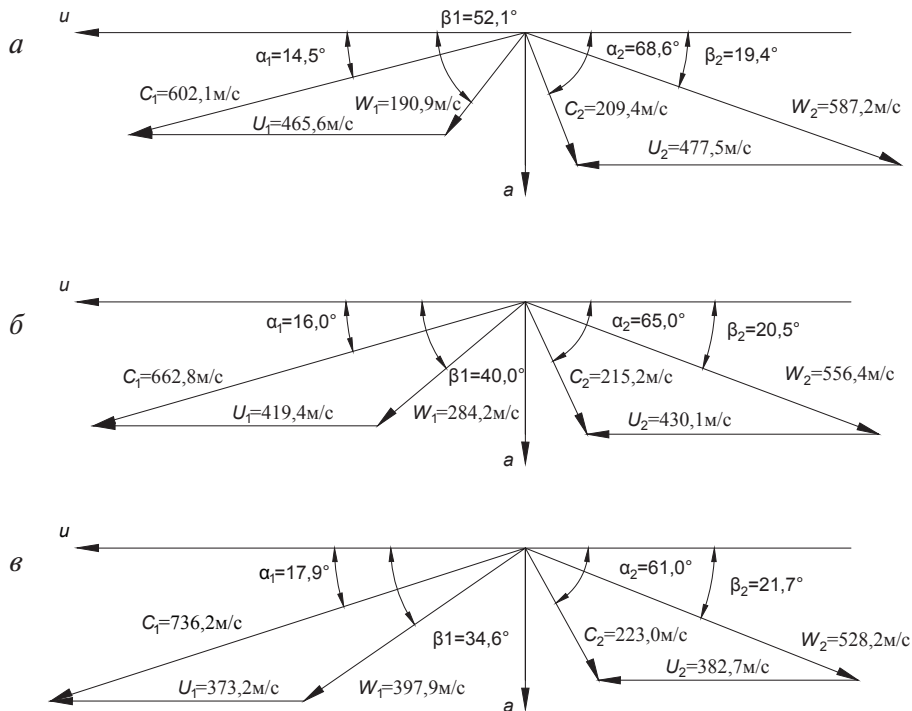


Рис. 3.6. Треугольники скоростей ступени ТВД:  
а — периферийное сечение; б — среднее сечение; в — корневое сечение

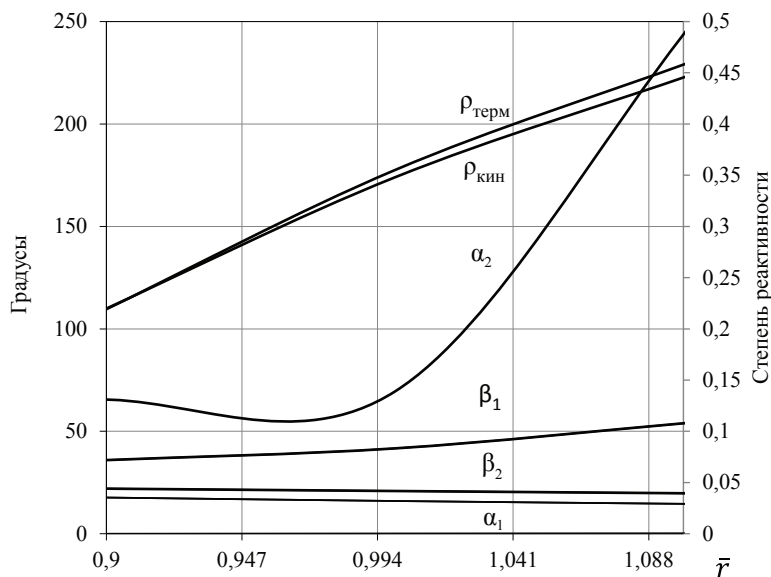


Рис. 3.7. Изменение углов потока и степени реактивности по радиусу

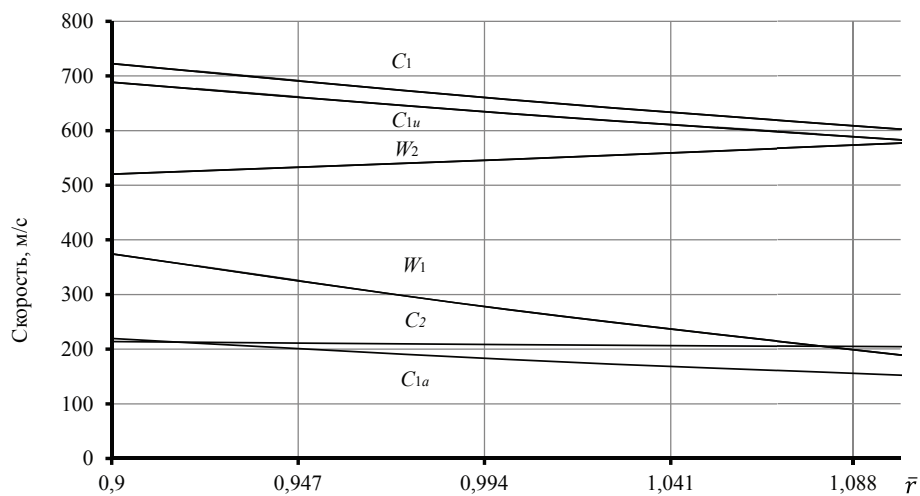


Рис. 3.8. Изменение скоростей потока по радиусу

### 3.9.2. Газодинамический расчет турбины низкого давления

#### Предварительный расчет ТНД

Исходные данные и вспомогательные величины для предварительного расчета представлены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Данные для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
<i>Исходные данные</i>			
Полное давление газа перед турбиной	$P_0^*$	Па	626 208,9
Полная температура газа перед турбиной	$T_0^*$	К	1148,98
Частота вращения ротора	$n$	об/мин	9540
Степень расширения в турбине	$\pi_t$	—	2,03
Расход рабочего тела через турбину	$G_{\text{тнд}}$	кг/с	63,2
<i>Вспомогательные величины</i>			
Показатель адиабаты	$k$	—	1,352
Показатель адиабатического процесса	$m$	—	0,260
Газовая постоянная рабочего тела турбины	$R$	кДж/(кг·К)	0,288
Средняя теплоемкость рабочего тела в турбине	$c_{\text{рт}}$	кДж/(кг·К)	1,105
Коэффициент скорости в соплах	$\varphi$	—	0,960
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	$\psi$	—	0,950
Коэффициент возврата теплоты	$\alpha$	—	—
КПД турбины	$\eta_t$	—	0,87

Степень расширения, а также расход рабочего тела через турбину принимаем в соответствии с пунктами теплового расчета. Полное давление перед турбиной  $P_2^*$  — по табл. 3.6.

Давление газа за турбиной составит

$$P_z = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{626\,208,9}{2,03} = 308\,138,7 \text{ Па.}$$

Температура газа за турбиной

$$T_z = T_0^* \left[ 1 - (1 - \pi_T^{-m}) \eta_T \right] = 1148,98 \cdot \left[ 1 - (1 - 2,03^{-0,261}) \cdot 0,87 \right] = 980,3 \text{ К.}$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6У-ВИ) при запасе прочности  $n_3 = 2,2$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дт}^t}{n_3} = \frac{400}{2,2} = 181,8 \text{ МПа.}$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_{\phi}\rho_{\text{л}}\omega^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 181,8 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 8100 \cdot 999^2} = 0,283,$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 9540}{30} = 999 \text{ рад/с.}$

Плотность потока рабочего тела

$$\rho_z = P_z / (RT_z) = 308\,138,7 / (288 \cdot 980,3) = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

Осевая скорость за последней ступенью

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{63,2}{1,09 \cdot 0,283} = 204,8 \text{ м/с.}$$

Адиабатический теплоперепад в турбине

$$H_{\text{ад}} = c_p T_0^* \left( 1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right) = 1,105 \cdot 1148,98 \cdot \left( 1 - 2,03^{\frac{1-1,352}{1,352}} \right) = 214,2 \text{ кДж/кг.}$$

С учетом того, что коэффициент возврата теплоты принят равным 0, из-за высокой начальной температуры газа в турбине и необходимости введения охлаждения, располагаемый теплоперепад можно определить как

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{\text{ад}} = (1 + 0) \cdot 214,2 = 214,2 \text{ кДж/кг.}$$



Основные геометрические и термодинамические параметры турбины сведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Основные геометрические и термодинамические параметры ступени

Величина	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{1,i}$	град.	22
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{1,i}$	—	0,36
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	$C_{2a,i}$	м/с	197,00

Оптимальная характеристика

$$x_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1-\rho_{\text{тз}}}} = \frac{0,96 \cdot \cos 22^\circ}{2 \cdot \sqrt{1-0,36}} = 0,556.$$

Окружная скорость

$$u_{\text{срз}} = x_{\text{опт}} \sqrt{2h_{\text{зст}}^{\text{ад}}} = 0,556 \cdot \sqrt{2 \cdot 214,2 \cdot 10^3} = 364,1 \text{ м/с.}$$

Средний диаметр ступени

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 364,1}{3,14 \cdot 9540} = 0,729 \text{ м.}$$

В рассматриваемом примере в качестве прототипа выбран газотурбинный двигатель типа АЛ-31СТ. Поскольку полученное значение среднего диаметра проточной части ТНД проектируемого ГТД и двигателя-прототипа близки, дальнейшего уточнения  $D_{\text{срз}}$  не требуется.

Высота рабочей лопатки последней ступени

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{\text{аз}}}{\pi D_{\text{срз}}} = \frac{0,283}{3,14 \cdot 0,729} = 0,123 \text{ м.}$$

Корневой диаметр ступени

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}} = 0,729 - 0,123 = 0,606 \text{ м.}$$

Коэффициент расхода на выходе из ступени

$$\bar{C}_a = \frac{C_{2a}}{u_{\text{ср}}} = \frac{204,8}{364,1} = 0,56.$$

Исходя из представленных ранее рекомендаций (подгл. 3.2) принимаем количество ступеней  $z$  в отсеке ТНД равным 1. В таком случае коэффициент нагрузки ступени ТНД в первом приближении

$$\mu = \frac{H_0}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{214,2 \cdot 1000}{364,1^2} = 1,62.$$

Согласно рассчитанным значениям коэффициентов нагрузки и расхода, определяем по кривым КПД Смита аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам —  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,91$ .

Газодинамический расчет ТНД по среднему диаметру

Для выполнения ГДР по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета. Результаты расчета сведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

Газодинамический расчет ТНД по среднему диаметру

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1. Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	215,40
2. Полная температура за ступенью	$T_2^*$	К	971,59
3. Полное давление за ступенью	$P_2^*$	Па	308 708,17
4. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	197,00
5. Статическая температура за РЛ	$T_2$	К	954,03
6. Статическое давление за РЛ	$P_2$	Па	285 850,50
7. Удельный объем рабочего тела за РЛ	$v_2$	м <sup>3</sup> /кг	0,96
8. Ометаемая площадь на выходе из РЛ	$F_{2a}$	м <sup>2</sup>	0,308
9. Высота РЛ	$l_p$	м	0,1329
10. Веерность ступени	$\overline{D}_l$	—	5,56
11. Окружная скорость на среднем диаметре РЛ	$u_2$	м/с	368,83
12. Степень реактивности	$\rho_{\text{ср}}$	—	0,36
13. Адиабатический теплоперепад в СА	$h_{\text{с.ад}}$	кДж/кг	137,86
14. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	504,08
15. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град	22,00

Продолжение табл. 3.10

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
16. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	188,83
17. Статическая температура за СА	$T_1$	К	1034,00
18. Статическое давление за СА	$P_1$	Па	403 664,09
19. Удельный объем рабочего тела за СА	$v_1$	м <sup>3</sup> /кг	0,74
20. Ометаемая площадь на выходе из СА	$F_{1a}$	м <sup>2</sup>	0,247
21. Высота сопловой лопатки	$l_c$	м	0,1098
22. Окружная скорость на среднем диаметре СА	$u_1$	м/с	357,31
23. Коэффициент расхода для СА	$\bar{C}_{1a}$	—	0,53
24. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	467,38
25. Окружная проекция относительной скорости	$W_{1u}$	м/с	110,07
26. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	59,76
27. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	218,57
28. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	427,88
29. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	27,41
30. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	379,84
31. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	11,01
32. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	86,80
33. Скорость выхода потока	$C_2$	м/с	197,31
34. Скорость звука в потоке за РЛ	$a_2$	м/с	609,57
35. Число Маха за РЛ	$M_{C2}$	—	0,32
36. Скорость звука на выходе из СА	$a_1$	м/с	634,61
37. Число Маха на выходе из СА	$M_{C1}$	—	0,79
38. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W}^*$	К	1055,62

Окончание табл. 3.10

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
39. Допускаемые напряжения для материала РЛ	$\sigma_{д\tau}^t$	МПа	400,00
40. Напряжения растяжения в корне РЛ	$\sigma_p$	МПа	198,28
41. Коэффициент запаса	$n$	—	2,02
42. Ширина РЛ на среднем диаметре	$B_{p.c.p}$	мм	47
43. Передний осевой зазор	$S_1$	мм	14
44. Ширина сопел на среднем диаметре	$B_{c.c.p}$	мм	83
45. Задний осевой зазор	$S_2$	мм	17

Материал рабочих лопаток ТНД — ЖС6У-ВИ. Допускаемые напряжения для материала принимаем на основании данных [22],  $\rho_m = 8100 \text{ кг/м}^3$ .

#### Расчет ТНД с учетом закона закрутки

Производим расчет ТВД с учетом закона закрутки  $r \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$  (обратный закон закрутки). Расчеты сведены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

#### Расчет ТНД с учетом закона закрутки

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
Радиус сечения	$r$	м	0,303	0,369	0,436
1. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	0,820	1,000	1,180
2. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	26,2	22,0	18,9
3. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	262,8	188,8	141,2
4. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	533,5	467,4	412,4
5. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	594,7	504,1	435,9
6. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	197,0	197,0	197,0

Окончание табл. 3.11

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
7. Окружная скорость в соплах	$u_1$	м/с	293,0	357,3	421,6
8. Окружная скорость в РЛ	$u_2$	м/с	302,5	368,8	435,2
9. Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	кДж/кг	191,886	137,859	103,092
10. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_T$	—	0,109	0,360	0,521
11. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	47,5	59,8	93,7
12. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	356,2	218,6	141,5
13. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	396,2	427,9	469,9
14. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	29,8	27,4	24,8
15. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	343,8	379,8	426,6
16. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	41,3	11,0	—8,6
17. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	78,2	86,8	92,5
18. Кинематическая степень реактивности	$\rho_{\text{кин}}$	—	0,160	0,361	0,501
19. Удельная работа на ободе	$h_n$	кДж/кг	173,8	176,4	175,7
20. Абсолютная скорость выхода потока	$C_2$	м/с	201,3	197,3	197,2
21. Статическая температура за СА	$T_1$	К	988,9	1034,0	1063,0
22. Статическое давление за СА	$P_1$	кПа	335 300	403 664	452 940
23. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W}^*$	К	1046,4	1055,6	1072,1
24. Скорость звука на выходе из СА	$a_{c1}$	м/с	620,6	634,6	643,4
25. Число Маха на выходе из СА	$M_{c1}$	—	0,958	0,794	0,677
26. Скорость звука на входе в РК	$a_{w1}$	м/с	620,6	634,6	643,4
27. Число Маха на входе в РК	$M_{w1}$	—	0,574	0,344	0,220

### 3.9.3. Газодинамический расчет силовой турбины

#### Предварительный расчет СТ

Исходные данные и вспомогательные величины для предварительного расчета представлены в табл. 3.12.

Таблица 3.12

Исходные данные и вспомогательные величины  
для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
<i>Исходные данные</i>			
Полное давление газа перед турбиной	$P_0^*$	Па	308 708
Полная температура газа перед турбиной	$T_0^*$	К	971,6
Частота вращения ротора	$n$	об/мин	5300
Степень расширения в турбине	$\pi_t$	—	3,04
Расход рабочего тела через турбину	$G_{СТ}$	кг/с	66,97
<i>Вспомогательные величины</i>			
Показатель адиабаты	$k$	—	1,363
Показатель адиабатического процесса	$m$	—	0,266
Газовая постоянная рабочего тела турбины	$R$	кДж/(кг·К)	0,288
Средняя теплоемкость рабочего тела в турбине	$c_{рт}$	кДж/(кг·К)	1,081
Коэффициент скорости в соплах	$\varphi$	—	0,95
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	$\psi$	—	0,94
Коэффициент возврата теплоты	$\alpha$	—	0,01
КПД турбины	$\eta_t$	—	0,88

Степень расширения, а также расход рабочего тела через турбину принимаем в соответствии с пунктами теплового расчета, полное давление перед турбиной — по табл. 3.10.

На начальном этапе давление газа за турбиной принимаем равным барометрическому

$$P_z = P_a = 101\,300 \text{ Па.}$$

Температура газа за турбиной

$$T_z' = T_0^* \left[ 1 - (1 - \pi_t^{-m}) \eta_t \right] = 971,6 \cdot \left[ 1 - (1 - 3,04^{-0,266}) \cdot 0,88 \right] = 752,41 \text{ К.}$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6К) при запасе прочности  $n_3 = 2,5$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дт}^t}{n_3} = \frac{450}{2,5} = 180 \text{ МПа.}$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_{ф\rho_l}\omega^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 180 \cdot 10^6}{0,55 \cdot 8100 \cdot 555^2} = 0,824,$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5300}{30} = 555 \text{ рад/с.}$

Плотность потока рабочего тела

$$\rho_z = P_z / (R T_z) = 101\,300 / (288 \cdot 752,41) = 0,467 \text{ кг/м}^3.$$

Осевая скорость за последней ступенью

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{66,97}{0,467 \cdot 0,824} = 173,8 \text{ м/с.}$$

Далее согласно п. 3.5.2 рассчитываем давление продуктов сгорания в газосборной камере

$$P_d^* = P_a (1 + \xi_{\text{вых}}) = 101\,300 \cdot (1 + 0,015) = 102\,819,5 \text{ Па.}$$

Рассчитываем потери давления в диффузоре из-за гидравлических потерь. Для этого принимаем величину скорости потока на выходе из диффузора равную 80 м/с. Экономичность диффузорного патрубка определяется его КПД, который также задается:  $\eta_d = 0,7$ . В таком случае потери давления в диффузоре

$$\Delta P_d = (1 - \eta_d) \rho_z \frac{c_{az}^2 - c_d^2}{2} = (1 - 0,7) \cdot 0,467 \cdot \frac{173,8^2 - 80^2}{2} = 1670,2 \text{ Па.}$$

Вычислим полное и статическое давление за последней ступенью турбины

$$P_z^* = P_d^* + \Delta P_d^* = 102\,819,5 + 1670,2 = 104\,489,7 \text{ Па,}$$

$$P_z = P_z^* - \frac{\rho_z c_{az}^2}{2} = 104\,489,7 - \frac{0,467 \cdot 173,8^2}{2} = 97426,5 \text{ Па.}$$

После нахождения статического давления за последней ступенью уточняем значение плотности рабочего тела

$$\rho'_z = P_z / (R T_z) = 97426,5 / (288 \cdot 752,41) = 0,450 \text{ кг/м}^3.$$

Далее повторяем расчет осевой составляющей скорости, потерь давления в диффузоре, полного и статического давления газа за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{66,97}{0,450 \cdot 0,824} = 180,7 \text{ м/с,}$$

$$\Delta P_d = (1 - \eta_d) \rho_z \frac{c_{az}^2 - c_d^2}{2} = (1 - 0,7) \cdot 0,450 \cdot \frac{180,7^2 - 80^2}{2} = 1771,6 \text{ Па,}$$

$$P_z^* = P_d^* + \Delta P_d^* = 102\,819,5 + 1771,6 = 104\,591,1 \text{ Па,}$$

$$P_z = P_z^* - \frac{\rho_z c_{az}^2}{2} = 104\,591,1 - \frac{0,450 \cdot 180,7^2}{2} = 97\,247,1 \text{ Па.}$$

Определяем степень расширения продуктов сгорания по полным параметрам в турбине от начального полного давления ( $P_0^*$ ) до конечного полного давления ( $P_z^*$ ) за последней ступенью турбины

$$\pi_T = \frac{P_0^*}{P_z^*} = \frac{308\,708}{104\,591,1} = 2,95.$$

Далее предварительный расчет турбины с диффузором проводим в соответствии с пунктами 8–13 п. 3.5.1.

Адиабатический теплоперепад в турбине

$$H_{ад} = c_p T_0^* (1 - \pi_T^{-m}) = 1,081 \cdot 971,6 \cdot (1 - 2,95^{-0,266}) = 263,02 \text{ кДж/кг.}$$

С учетом того, что коэффициент возврата теплоты принят равным 0,01, полный располагаемый теплоперепад

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{ад} = (1 + 0,01) \cdot 263,02 = 265,65 \text{ кДж/кг.}$$

Распределяем располагаемый теплоперепад между ступенями турбины. Количество ступеней согласно двигателю-прототипу принимаем равным  $z = 3$ .



$$h_{\text{ср}}^{\text{ад}} = H'_{\text{ад}} / z = 265,65 / 3 = 88,55 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{1\text{ст}}^{\text{ад}} = 1,05 h_{\text{ср}}^{\text{ад}} = 1,05 \cdot 88,56 = 92,98 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{2\text{ст}}^{\text{ад}} = 1,00 h_{\text{ср}}^{\text{ад}} = 88,55 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{3\text{ст}}^{\text{ад}} = H'_{\text{ад}} - h_{1\text{ст}}^{\text{ад}} - h_{2\text{ст}}^{\text{ад}} = 265,65 - 92,98 - 88,55 = 84,12 \text{ кДж/кг}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры турбины принимаем в соответствии с данными [22] (табл. 3.13).

Таблица 3.13

Основные геометрические параметры ступени

Величина	Обозначение	Единицы измерения	Значение по ступеням		
			1	2	3
Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{1,i}$	град.	26	29	32
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{1,i}$	—	0,41	0,43	0,47
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	$c_{2a,i}$	м/с	150,0	165,0	180,7

Оптимальная характеристика для последней ступени

$$x_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{\text{тз}}}} = \frac{0,95 \cdot \cos 32^\circ}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,47}} = 0,553.$$

Окружная скорость

$$u_{\text{срз}} = x_{\text{опт}} \sqrt{2 h_{3\text{ст}}^{\text{ад}}} = 0,553 \cdot \sqrt{2 \cdot 84,12 \cdot 10^3} = 227,0 \text{ м/с}.$$

Проведем оценочный расчет коэффициентов нагрузки для каждой ступени, приняв в первом приближении работу на окружности колеса равной располагаемому теплоперепаду на ступень

$$\mu_{1\text{ст}} = \frac{h_{1\text{ст}}^{\text{ад}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{92,98 \cdot 10^3}{227^2} = 1,81,$$

$$\mu_{2\text{ст}} = \frac{h_{2\text{ст}}^{\text{ад}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{88,55 \cdot 10^3}{227^2} = 1,72,$$

$$\mu_{3\text{ст}} = \frac{h_{3\text{ст}}^{\text{ад}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{84,12 \cdot 10^3}{227^2} = 1,63.$$

Таким образом, полученные значения коэффициентов нагрузки соответствуют рекомендованным в подгл. 3.2 значениям.

Определяем средний диаметр ступени

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 227}{3,14 \cdot 5300} = 0,818 \text{ м.}$$

Поскольку полученное значение среднего диаметра проточной части силовой турбины проектируемого ГТД и двигателя-прототипа значительно разнятся, уточним  $D_{\text{срз}}$ , задав значение  $x = 0,65$ . В таком слу-

чае  $u_{\text{срз}} = x \sqrt{2h_{\text{зст}}^{\text{ад}}} = 0,65 \cdot \sqrt{2 \cdot 84,12 \cdot 10^3} = 266,6 \text{ м/с}$ ,

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 266,6}{3,14 \cdot 5300} = 0,961 \text{ м.}$$

Высота рабочей лопатки последней ступени

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{\text{az}}}{\pi D_{\text{срз}}} = \frac{0,824}{3,14 \cdot 0,961} = 0,273 \text{ м.}$$

Корневой диаметр ступени

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}} = 0,961 - 0,273 = 0,688 \text{ м.}$$

Определим средний коэффициент нагрузки на ступени силовой турбины

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{h_{\text{ср}}^{\text{ад}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{88,55 \cdot 10^3}{266,6^2} = 1,25,$$

Коэффициент расхода последней ступени

$$\bar{C}_a = \frac{C_{2a}}{u_{\text{ср}}} = \frac{180,7}{266,6} = 0,68.$$

Согласно рассчитанным значениям коэффициентов нагрузки и расхода, определяем по кривым КПД Смита аэродинамический КПД ступеней по заторможенным параметрам —  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,89$ .

Газодинамический расчет СТ по среднему диаметру

Для выполнения газодинамического расчета по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета. Результаты вычислений сведены в табл. 3.14.

Таблица 3.14

Газодинамический расчет СТ по среднему диаметру

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение		
			1 ступень	2 ступень	3 ступень
1. Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	93,0	88,6	84,1
2. Полная температура за СТ	$T_2^*$	К	895,0	822,1	752,8
3. Полное давление за ступенью	$P_2^*$	Па	218 281,6	152 463,8	105 131,6
4. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	150,00	165,00	180,74
5. Статическая температура за РЛ	$T_2$	К	884,6	809,5	737,7
6. Статическое давление за РЛ	$P_2$	Па	207 760,9	142 841,0	96503,2
7. Удельный объем рабочего тела за РЛ	$v_2$	м <sup>3</sup> /кг	1,226	1,632	2,202
8. Ометаемая площадь на выходе из РЛ	$F_{2a}$	м <sup>2</sup>	0,547	0,662	0,816
9. Высота РЛ	$l_p$	м	0,1969	0,2298	0,2708
10. Веерность ступени	$\overline{D}_l$	—	4,5	4,0	3,5
11. Окружная скорость на среднем диаметре РЛ	$u_2$	м/с	245,6	254,7	266,1
12. Степень реактивности	$\rho_{\text{ср}}$	—	0,410	0,430	0,470
13. Адиабатический теплоперепад в СА	$h_{\text{с.ад}}$	кДж/кг	54,9	50,5	44,6
14. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	314,7	301,8	283,7
15. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	26,00	29,00	32,00
16. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	137,9	146,3	150,3
17. Статическая температура за СА	$T_1$	К	925,8	852,9	784,9
18. Статическое давление за СА	$P_1$	Па	252 468,2	178 559,2	125 705,0
19. Удельный объем рабочего тела за СА	$v_1$	м <sup>3</sup> /кг	1,056	1,376	1,798
20. Ометаемая площадь на выходе из СА	$F_{1a}$	м <sup>2</sup>	0,513	0,630	0,801
21. Высота сопловой лопатки	$l_c$	м	0,1866	0,2206	0,2670

Продолжение табл. 3.14

Наименование величины	Обозна- чение	Единицы измерения	Значение		
			1 ступень	2 ступень	3 ступень
22. Окружная скорость на среднем диаметре СА	$u_1$	м/с	242,7	252,1	265,0
23. Коэффициент расхода для СА	$\bar{C}_{1a}$	—	0,568	0,580	0,567
24. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	282,8	264,0	240,6
25. Окружная проекция относительной скорости	$W_{1u}$	м/с	40,1	11,9	—24,4
26. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	73,8	85,4	—80,8
27. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	143,7	146,8	—152,3
28. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	292,6	293,8	300,6
29. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	30,8	34,2	37,0
30. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	251,2	243,1	240,2
31. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	5,6	—11,6	—25,9
32. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	87,8	94,0	98,1
33. Скорость выхода потока	$C_2$	м/с	150,1	165,4	182,6
34. Скорость звука потока за РЛ	$a_2$	м/с	589,3	563,7	538,2
35. Число Маха за РЛ	$M_{C2}$	—	0,255	0,293	0,339
36. Скорость звука на выходе из СА	$a_1$	м/с	602,9	578,6	555,1
37. Число Маха на выходе из СА	$M_{C1}$	—	0,522	0,522	0,511
38. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W}^*$	К	935,3	862,8	795,6
39. Допускаемые напряжения для материала РЛ	$\sigma_{д\tau}^t$	МПа	450	450	450
40. Напряжения растяжения в корне РЛ	$\sigma_p$	МПа	108,71	131,54	161,97
41. Коэффициент запаса	$n$	—	4,1	3,4	2,8

Окончание табл. 3.14

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение		
			1 ступень	2 ступень	3 ступень
42. Ширина РЛ на среднем диаметре	$B_{p.c.p}$	мм	69	57	55
43. Передний осевой зазор	$S_1$	мм	28	21	17
44. Ширина сопел на среднем диаметре	$B_{c.c.p}$	мм	83	69	55
45. Задний осевой зазор	$S_2$	мм	33	25	26

Материал рабочих лопаток СТ — ЖС6К. Допускаемые напряжения для материала принимаем на основании источника [22],  $\rho_m = 8100 \text{ кг/м}^3$ .

Для последней ступени значения полных и статических температур и давлений должны совпадать с ранее вычисленными в предварительном расчете с точностью 2 %:

$$\delta P_2^* = \frac{P_z^* - P_2^*}{P_z^*} \cdot 100 \% = \frac{104\,591 - 105\,132}{104\,591} \cdot 100 \% = -0,5 \%;$$

$$\delta T_2^* = \frac{T_z^* - T_2^*}{T_2^*} \cdot 100 \% = \frac{752,41 - 752,8}{752,41} \cdot 100 \% = -0,1 \%,$$

$$\delta P_2 = \frac{P_z - P_2}{P_z} \cdot 100 \% = \frac{97\,247 - 96\,503}{97\,247} \cdot 100 \% = 0,8 \%.$$

Также рассчитываем погрешность вычисления ометаемой площади за РЛ

$$\delta F_{2a} = \frac{(F_{2z} - F_{2a})}{F_{2z}} \cdot 100 \% = \frac{0,824 - 0,816}{0,824} \cdot 100 \% = 1 \%.$$

По результатам газодинамического расчета по среднему диаметру СТ необходимо выполнить эскиз проточной части в целях контроля углов меридионального раскрытия.

#### Расчет первой ступени СТ с учетом закона закрутки

Проводим расчет СТ с учетом закона закрутки  $\alpha_1(r) = \text{const}$  (постоянство угла выхода потока из сопел). Расчеты сведены в табл. 3.15.

Таблица 3.15

## Расчет первой ступени СТ с учетом закона закрутки

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
1. Радиус сечения	$r$	м	0,344	0,442	0,541
2. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	0,777	1,000	1,223
3. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	26,0	26,0	26,0
4. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	165,73	137,94	119,14
5. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	339,80	282,82	244,28
6. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	378,06	314,67	271,79
7. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	150,00	150,00	150,00
8. Окружная скорость в соплах	$u_1$	м/с	188,68	242,70	296,71
9. Окружная скорость в РЛ	$u_2$	м/с	190,91	245,56	300,22
10. Адиабатический теплотерепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	кДж/кг	79,19	54,86	40,92
11. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_T$	—	0,15	0,41	0,56
12. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	47,6	73,8	113,8
13. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	224,28	143,66	130,17
14. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	262,33	292,58	327,05
15. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	34,9	30,8	27,3
16. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	215,22	251,20	290,62
17. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	24,31	5,64	—9,60
18. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	80,8	87,8	93,7
19. Кинематическая степень реактивности	$\rho_{\text{кин}}$	—	0,16	0,43	0,57
20. Удельная работа на ободе	$h_u$	кДж/кг	69,51	70,84	70,46
21. Абсолютная скорость выхода потока	$C_2$	м/с	151,96	150,11	150,31
22. Статическая температура за СА	$T_1$	К	905,46	925,78	937,41

Окончание табл. 3.15

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
23. Статическое давление за СА	$P_1$	МПа	230 184,9	252 468,2	265 945,5
24. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1w}^*$	К	928,73	935,32	945,25
25. Скорость звука на выходе из СА	$a_{c1}$	м/с	596,21	602,87	606,64
26. Число Маха на выходе из СА	$M_{c1}$	—	0,63	0,52	0,45
27. Скорость звука на входе в РК	$a_{w1}$	м/с	596,21	602,87	606,64
28. Число Маха на входе в РК	$M_{w1}$	—	0,38	0,24	0,21

Расчет второй ступени СТ с учетом закона закрутки

Проводим расчет СТ с учетом закона закрутки  $\alpha_1(r) = \text{const}$  (постоянство угла выхода потока из сопел). Расчеты сведены в табл. 3.16.

Таблица 3.16

Расчет второй ступени СТ с учетом закона закрутки

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
1. Радиус сечения	$r$	м	0,344	0,459	0,574
2. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	0,750	1,000	1,250
3. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	29,0	29,0	29,0
4. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	178,5	146,3	125,4
5. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	322,1	264,0	226,3
6. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	368,3	301,8	258,7
7. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	165,00	165,00	165,00
8. Окружная скорость в соплах	$u_1$	м/с	189,0	252,1	315,2
9. Окружная скорость в РЛ	$u_2$	м/с	190,9	254,7	318,4

Окончание табл. 3.16

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
10. Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	кДж/кг	75,14	50,47	37,07
11. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_r$	—	0,151	0,430	0,581
12. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	53,3	85,4	125,4
13. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	222,7	146,8	153,8
14. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	259,8	293,8	334,5
15. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	39,4	34,2	29,6
16. Окружная проекция относительной скорости на выходе	$W_{2u}$	м/с	200,7	243,1	290,9
17. Окружная проекция абсолютной скорости на выходе	$C_{2u}$	м/с	9,8	—11,6	—27,5
18. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	86,6	94,0	99,5
19. Кинематическая степень реактивности	$\rho_{\text{кин}}$	—	0,174	0,454	0,598
20. Удельная работа на ободе	$h_n$	кДж/кг	63,4	64,3	63,3
21. Абсолютная скорость выхода потока	$C_2$	м/с	165,3	165,4	167,3
22. Статическая температура за СА	$T_1$	К	832,3	852,9	864,1
23. Статическое давление за СА	$P_1$	МПа	161 276	178 559	188 518
24. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W^*}$	К	855,2	862,8	875,0
25. Скорость звука на выходе из СА	$a_{c1}$	м/с	571,6	578,6	582,4
26. Число Маха на выходе из СА	$M_{c1}$	—	0,644	0,522	0,444
27. Скорость звука на входе в РК	$a_{w1}$	м/с	571,6	578,6	582,4
28. Число Маха на входе в РК	$M_{w1}$	—	0,390	0,254	0,264



### Расчет третьей ступени СТ с учетом закона закрутки

Определим СТ с учетом закона закрутки  $\alpha_1(r) = \text{const}$  (постоянство угла выхода потока из сопел). Расчеты сведены в табл. 3.17.

Таблица 3.17

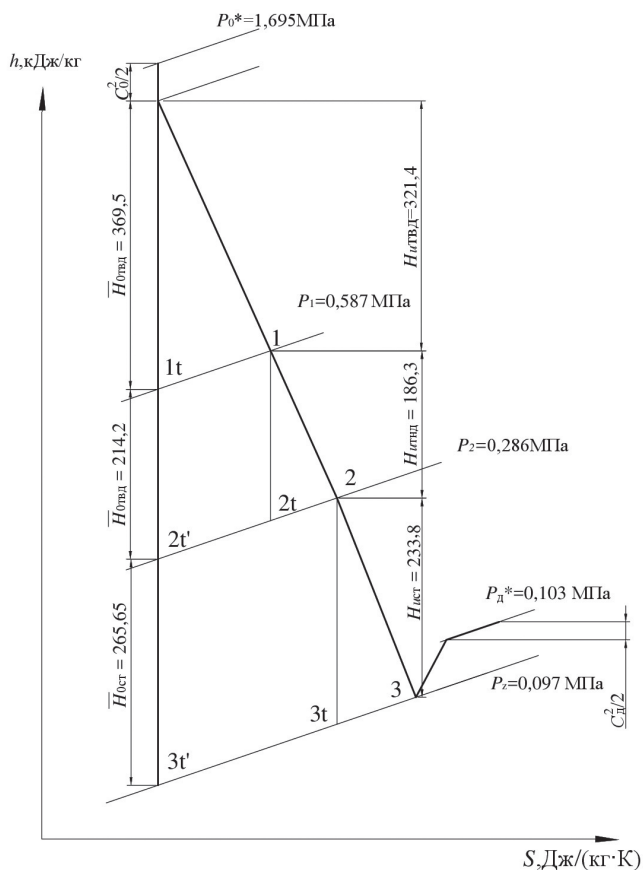
#### Расчет третьей ступени СТ с учетом закона закрутки

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
1. Радиус сечения	$r$	м	0,344	0,479	0,615
2. Относительный радиус	$\bar{r}$	—	0,718	1,000	1,250
3. Угол выхода потока из сопел	$\alpha_1$	град.	32,0	32,0	32,0
4. Осевая составляющая скорости за СА	$C_{1a}$	м/с	186,5	150,3	130,0
5. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{1u}$	м/с	298,4	240,6	208,1
6. Скорость газа на выходе из сопел	$C_1$	м/с	351,9	283,7	245,4
7. Осевая составляющая скорости за РЛ	$C_{2a}$	м/с	180,74	180,74	180,74
8. Окружная скорость в соплах	$u_1$	м/с	190,2	265,0	331,4
9. Окружная скорость в РЛ	$u_2$	м/с	190,9	266,1	332,7
10. Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{\text{ад}}$	кДж/кг	68,60	44,58	33,36
11. Термодинамическая степень реактивности	$\rho_T$	—	0,185	0,470	0,603
12. Угол входа потока на РЛ	$\beta_1$	град.	59,9	99,2	133,5
13. Скорость входа потока на РЛ	$W_1$	м/с	215,6	152,3	179,2
14. Скорость выхода потока из РЛ	$W_2$	м/с	261,7	300,6	343,6
15. Угол выхода потока из РЛ	$\beta_2$	град.	43,7	37,0	31,7
16. Окружная проекция относительной скорости	$W_{2u}$	м/с	189,3	240,2	292,2
17. Окружная проекция абсолютной скорости	$C_{2u}$	м/с	−1,6	−25,9	−40,4
18. Угол выхода потока за РЛ	$\alpha_2$	град.	90,5	98,1	102,6
19. Кинематическая степень реактивности	$\rho_{\text{кин}}$	—	0,211	0,497	0,625
20. Удельная работа на ободу	$h_u$	кДж/кг	56,7	57,1	55,8
21. Абсолютная скорость выхода потока	$C_2$	м/с	180,8	182,6	185,2
22. Статическая температура за СА	$T_1$	К	764,8	784,9	794,2
23. Статическое давление за СА	$P_1$	МПа	112 861	125 705	132 076

Окончание табл. 3.17

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Сечения		
			корн.	средн.	периф.
24. Температура заторможенного потока на РЛ	$T_{1W*}$	К	786,3	795,6	809,1
25. Скорость звука на выходе из СА	$a_{c1}$	м/с	548,0	555,1	558,4
26. Число Маха на выходе из СА	$M_{c1}$	—	0,642	0,511	0,439
27. Скорость звука на входе в РК	$a_{w1}$	м/с	548,0	555,1	558,4
28. Число Маха на входе в РК	$M_{w1}$	—	0,394	0,274	0,321

По результатам газодинамического расчета строится эскиз проточной части для каждой турбины по примеру рис. 3.2 и 3.3, треугольники скоростей каждой ступени по примеру рис. 3.6, а также  $h$ - $s$  диаграмма, как показано на рис. 3.9.

Рис. 3.9.  $h$ - $s$  Диаграмма процесса расширения рабочего тела в ГТУ

### Пример расчета потерь энергии, КПД и мощности турбины

Точно определить потери энергии расчетным путем можно после выполнения профилирования лопаток и детального учета особенностей конструкции. Здесь приводится схема приближенного расчета потерь по принятым значениям коэффициентов  $\varphi$  и  $\psi$ . В общие потери энергии входят профильные потери, вторичные потери, потери от перетекания в радиальном зазоре. Профильные потери энергии были определены для средних сечений венцов. Результаты расчета сведены в табл. 3.18.

Отличие рассчитанного значения эффективной мощности от заданной при проектировании не должно превышать 2–3 %. Расхождение значений объясняется большим количеством принимаемых в газодинамических расчетах коэффициентов, прежде всего коэффициентов потерь скорости в лопаточных венцах.

Таблица 3.18

Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

Наименование величины	Обозначение	Формула	Единицы измерения	ТВД	ТНД	СТ 1	СТ 2	СТ 3
1. Профильные потери в сопловом аппарате	$\Delta h_c^{\text{пр}}$	$c_1^2 \cdot (1 - \varphi^2) / (\varphi^2 \cdot 2 \cdot 10^3)$	кДж/кг	18,683	10,808	5,349	4,921	4,347
2. Профильные потери в рабочем колесе	$\Delta h_p^{\text{пр}}$	$W_2^2 \cdot (1 - \psi^2) / (\psi^2 \cdot 2 \cdot 10^3)$	кДж/кг	16,725	9,890	5,638	5,687	5,952
3. Концевые потери в СА	$\Delta h_c^{\text{конц}}$	$2h_c^{\text{ал}} \cdot (1 - \varphi^2) \cdot B_c^{\text{сп}} \cdot \sin \alpha_1 / (\varphi^2 \cdot l_c)$	кДж/кг	8,851	6,608	2,303	1,652	1,042
4. Концевые потери в РК	$\Delta h_p^{\text{конц}}$	$2h_p^{\text{ал}} \cdot (1 - \psi^2) \cdot B_p^{\text{сп}} \cdot \sin \beta_2 / (\psi^2 \cdot l_p)$	кДж/кг	3,476	2,658	1,802	1,408	1,261
5. Потери от перетеканий в радиальном зазоре СА	$\Delta h_c^{\text{зз}}$	$h_c^{\text{ал}} \cdot \delta_c / l_c$	кДж/кг	0,000				
6. Потери от перетеканий в радиальном зазоре РЛ	$\Delta h_p^{\text{зз}}$	$h_p^{\text{ал}} \cdot \delta_p / l_p$	кДж/кг	1,967	1,163	0,381	0,381	0,395
7. Общие потери на ободах в ступени	$\Sigma \Delta h$	$\Sigma \Delta h_{\text{ст}} = \Delta h_c^{\text{пр}} + \Delta h_p^{\text{пр}} + \Delta h_c^{\text{конц}} + \Delta h_p^{\text{конц}} + \Delta h_c^{\text{зз}} + \Delta h_p^{\text{зз}}$	кДж/кг	49,70	31,13	15,47	14,05	13,00

Окончание табл. 3.18

Наименование величины	Обозначение	Формула	Единицы измерения	ТВД	ТНД	СТ 1	СТ 2	СТ 3
8. Используемый тепловой перепад в ступени	$h_u$	$h_{ст}^{ад} - \Sigma \Delta h$	кДж/кг	319,8	184,3	77,5	74,5	71,1
9. КПД ступени без потерь на трение	$\eta_u$	$h_u / h_{ст}^{ад}$	—	0,866	0,856	0,834	0,841	0,846
10. КПД турбины	$\eta_{ит}$	$H_u / H_{ад}$	—	0,8655	0,8555	0,8399		
11. Потери на трение дисков	$\eta_{тр}$	Задаем	—	0,995	0,995	0,990		
12. Расход рабочего тела через турбину	$G$	Принимаем из теплового расчета	кг/с	54,30	63,17	66,97		
13. Механический КПД	$\eta_{мех}$	Принимаем из теплового расчета	—	0,99				
14. Общая мощность турбины	$N_T$	$GH_u \eta_{тр} \eta_{мех}$	кВт	17103	11467	15569		

### 3.10. Выбор конструкции элементов ГТУ

По результатам проведения газодинамических расчетов отсеков турбины проводится эскизное проектирование проточных частей. Для выполнения эскизного проектирования ГТУ целесообразно проанализировать и использовать конструкторские решения существующих газотурбинных установок (например, указанных в прил. 2), аналогичных по назначению, схеме исполнения, типоразмеру. В случае проектирования без использования ГТУ-прототипа необходимо подобрать ГТУ-аналог самостоятельно.

С использованием результатов моделирования осевого компрессора (см. гл. 2) ГТУ-прототипа (либо полного газодинамического расчета ОК) и газодинамического расчета отсеков турбины, производится

выбор технических решений и эскизная проработка по адаптации построенных проточных частей турбомашин к отработанным и принятым в газотурбостроении конструктивным исполнениям при проектировании статорных и роторных элементов ГТУ [17–19, 22], например:

- выбор типа ротора (дисковый, барабанно-дисковый, цельнокованный, сварной, сболченный, комбинированный и др.);
- выбор типа подшипников (скольжения, качения и их разновидности);
- выбор типа статора (тип корпуса, обойменная, безобойменная конструкция, выбор плоскости разъемов, конструкция входного патрубка, технология изготовления, форма и размеры промежуточных патрубков и т. д.);
- выбор типа камеры сгорания (конструкция, компоновка и т. д.);
- решение вопросов, связанных с тепловым расширением элементов ГТУ;
- проработка вопросов тепло-, звукоизоляции проточных частей;
- проработка вопросов сборки, разборки и выбора присоединительных размеров элементов;
- рассмотрение вопросов организации основных систем ГТУ (маслосистема, система охлаждения, система уплотнений проточной части и т. д.);
- и т. д.

В зависимости от глубины проработки проекта и поставленных задач те или иные элементы или системы прорабатываются (рассчитываются) с разной степенью детализации.

## Ч. МЕТОДИКА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

---

**П**рофилирование лопаток, т. е. построение очертаний их поперечных сечений, — сложный процесс, требующий большого числа итераций, экспериментов и доводочных операций. Аэродинамические характеристики построенного профиля могут быть определены по известным методикам, однако качество профилирования можно оценить только по результатам экспериментального исследования — продувок лопаточных решеток на специальных стендах. Такие исследования достаточно сложны и дорогостоящи. При этом нет гарантий, что спрофилированные решетки будут работать качественно и в реальной турбине, так как условия в ее проточной части отличаются от стендовых. К тому же задачи аэродинамического совершенствования лопаток зачастую находятся в тесной связи с вопросами обеспечения статической и динамической прочности, а также с технологией их изготовления, поэтому при проектировании пера лопаток зачастую их приходится перепрофилировать.

Для повышения качества предварительного профилирования лопаток имеется ряд методик [2, 5, 8, 12]. Здесь используется методика, разработанная специалистами из авиадвигателестроительной отрасли, основанная на результатах статистического анализа геометрических параметров профилей большого числа реально выполненных, тщательно отработанных и испытанных ступеней. Авторы методики исходили из предположения о том, что если профиль имеет малые профильные потери, то между его геометрическими параметрами должны быть некоторые взаимосвязи (соотношения), устойчиво наблюдающиеся на массиве профилей. Эти связи были исследованы для профилей 90 сопловых и 190 рабочих решеток и по методам математической статистики получены формулы, связывающие в безразмерной форме ряд важнейших геометрических параметров профилей. Поскольку исходные профили были аэродинамически совершенными, можно ожидать, что профили, построенные по полученным формулам, также будут совершенными.

Методика построения профилей состоит из следующих частей:

- расчета геометрических параметров профиля;
- графического построения профиля;
- оценки качества и коррекции построенного профиля.

## 4.1. Расчет геометрических параметров профиля

Профилирование сопловых и рабочих лопаток необходимо выполнять на ряде сечений, число которых не меньше, чем при выполнении расчета ступени по закону закрутки (см. подгл. 3.7). Поскольку при малом числе расчетных сечений возникнут затруднения при построении тела лопатки в промежутках между сечениями, при предварительном проектировании можно ограничиться построением профилей для корневого, среднего и периферийного сечений.

Исходными данными для расчета геометрических параметров профилей являются результаты газодинамического расчета ступени по сечениям, в частности, входные и выходные углы, а также скорости потока.

Расчеты параметров профилей однотипны для сопловой и рабочей решеток и для разных сечений, поэтому их целесообразно выполнять в форме, как показано ниже.

Расчет геометрических параметров профилей

Наименование величины	Обозначение	Формула или источник	Единицы измерения	Значение величины для сечения лопатки					
				Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
				Корневое	Среднее	Периферийное	Корневое	Среднее	Периферийное
1. Скорость входа потока в решетку	$W_1$	Из табл. 3.3	м/с						
2. Скорость выхода потока из решетки	$W_2$								
3. Входной угол потока	$\beta_1$		град.						

Наименование величины	Обозначение	Формула или источник	Единицы измерения	Значение величины для сечения лопатки					
				Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
				Корневое	Среднее	Периферийное	Корневое	Среднее	Периферийное
4. Выходной угол потока	$\beta_2$	Из табл. 3.3	град.						
5. Число Маха	$M_{w2}$		—						
6. Ширина решетки	$B$	Из табл. 3.2	м						
7. Угол установки профиля	$\beta_y$	1. $A \arctg \left( \frac{W_1 \sin \beta_1 + W_2 \sin \beta_2}{W_2 \cos \beta_2 - W_1 \cos \beta_1} \right) + 8 \dots 10,$ где $A = 1$ для НЛ и для среднего и периферийного сечения РЛ, $A = 0,85$ для корневого сечения РЛ. 2. $42 + 40\beta_2/\beta_1 - 2\beta_1/\beta_2$ . 3. $38,82 - 0,2925\beta_{1л} + 0,9144\beta_{2л} + 0,3718\gamma + 25,48 C_{\max}$	град.						
8. Хорда профиля	$b$	$B \left[ \frac{1}{\sin \beta_y} + 0,054 \left( 1 - \frac{1}{\sin \beta_y} \right) \right]$	м						
9. Относительная максимальная толщина	$\bar{C}_{\max}$	1. Для сопловой решетки $-0,1$ . Для рабочей решетки: в корневом сечении $0,2-0,3$ ; в среднем сечении $0,1-0,15$ ; в периферийном сечении $0,4-0,05$ . 2. $1 - A \sin \beta_{1л}$ , где $A = 0,8 \dots 1,0$ для активной решетки; $A = 1,0 \dots 1,1$ для реактивной решетки. 3. $\bar{t} (1 - \sin \beta_{2с})$	—						



Наименование величины	Обозначение	Формула или источник	Единицы измерения	Значение величины для сечения лопатки					
				Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
				Корневое	Среднее	Периферийное	Корневое	Среднее	Периферийное
10. Оптимальный относительный шаг решетки	$\bar{t}_{\text{опт}}$	$A \left( \frac{180 \sin \beta_1}{(180 - \beta_1 - \beta_2) \sin \beta_2} \right)^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{C}_{\text{max}}),$ где $A = 0,45$ для сопловой решетки; $A = 0,60$ для рабочей решетки	—						
11. Число лопаток в решетке	$Z_{\text{л}}$	$\frac{\pi D_{\text{к}}}{\bar{t}_{\text{опт к}} b_{\text{к}}}$ (округляется до ближайшего целого числа), см. также с. 142	шт.						
12. Шаг решетки в сечении	$t$	$\frac{2\pi R}{z_{\text{л}}},$ где $R$ — радиус рассчитываемого сечения	м						
13. Фактический относительный шаг решетки в сечении	$\bar{t}$	$t/b$	—						
14. Входной геометрический угол профиля	$\beta_{1\text{л}}$	$\frac{\beta_2}{a_1 \beta_1^2 + b_1 \beta_1 + c_1 + (a_2 \beta_1^2 + b_2 \beta_1 + c_2) \beta_2},$ (коэффициенты см. в табл. 4.2)	град.						
15. Эффективный выходной угол решетки	$\beta_{2э}$	$\approx \beta_2 - (2...5^\circ)$	град.						
16. Затылочный угол профиля	$\gamma$	Принимается из диапазона $5...16^\circ$ или оценивается по формуле $\approx 18,75 - 13,75 M_{w_2}$	град.						

Наименование величины	Обозначение	Формула или источник	Единицы измерения	Значение величины для сечения лопатки					
				Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
				Корневое	Среднее	Периферийное	Корневое	Среднее	Периферийное
17. Выходной геометрический угол профиля	$\beta_{2л}$	$\beta_{2э} + 26,66\bar{C}_{\max} - 0,276\gamma - 4,29\bar{t} + 4,13$	град.						
18. Относительный радиус выходной кромки	$\bar{R}_2$	1. Для сопловой решетки 0,015–0,020; для рабочей решетки 0,007–0,015. 2. В корневом сечении $(0,03...0,08)\bar{C}_{\max}$ ; в периферийном сечении $(0,08...0,16)\bar{C}_{\max}$ . 3. $(0,005...0,025)l/b$ .	—						
19. Относительный радиус входной кромки	$\bar{R}_1$	1. $0,0527\sin\beta_{1л} + 0,0071\sin\beta_{2л} + 0,236\bar{C}_{\max} + 0,18\bar{R}_2 - 0,053$ 2. 0,025–0,04. 3. $(0,008...0,08)l/b$	—						
20. Относительное положение максимальная толщины	$\bar{x}_c$	$1,0,1092 + 1,008 \cdot 10^{-3}\beta_{1л} + 3,335 \cdot 10^{-3}\beta_{2л} - 0,1525\bar{t} + 0,2188\bar{C}_{\max} + 4,697 \cdot 10^{-3}\gamma$ . 2. 0,15–0,40.	—						
21. Относительная длина средней линии профиля	$\bar{L}$	$1,32 - 2,182 \cdot 10^{-3}\beta_{1л} - 3,072 \cdot 10^{-3}\beta_{2л} + 0,367\bar{C}_{\max}$	—						
22. Угол заострения входной кромки	$\varphi_1$	$3,51\arctg\left(\frac{\bar{C}_{\max}/2 - \bar{R}_1}{\bar{x}_c\bar{L} - \bar{R}_1}\right)$	град.						
23. Угол заострения выходной кромки	$\varphi_2$	$2,16\arctg\left(\frac{\bar{C}_{\max}/2 - \bar{R}_2}{(1 - \bar{x}_c)\bar{L} - \bar{R}_2}\right)$	град.						

Наименование величины	Обозначение	Формула или источник	Единицы измерения	Значение величины для сечения лопатки					
				Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
				Корневое	Среднее	Периферийное	Корневое	Среднее	Периферийное
24. Горло межлопаточного канала	$a_2$	$t \sin \beta_{2\alpha}$	м						
25. Радиус входной кромки	$R_1$	$b \overline{R_1}$	м						
26. Радиус выходной кромки	$R_2$	$b \overline{R_2}$	м						
27. Максимальная толщина профиля	$C_{\max}$	$b \overline{C}_{\max}$							
28. Положение максимальной толщины профиля	$X_c$	$b \overline{x}_c$							

В строках 7, 9, 18–20 таблицы — варианты методов определения параметров для достижения наилучшей формы профиля. Формулы, приведенные на с. 137–141, предназначены для рабочей решетки, однако они пригодны и для сопловых решеток при замене параметров согласно табл. 4.1.

Таблица 4.1

Соответствие параметров сопловых и рабочих лопаток

Наименование величины	Обозначение параметров для решетки	
	Сопловая	Рабочая
Входной угол потока	$\alpha_0$	$\beta_1$
Выходной угол потока	$\alpha_1$	$\beta_2$
Угол установки профиля	$\alpha_y$	$\beta_y$
Входной лопаточный угол	$\alpha_{0л}$	$\beta_{1л}$
Выходной лопаточный угол	$\alpha_{1л}$	$\beta_{2л}$
Эффективный выходной угол решетки	$\alpha_{1\alpha}$	$\beta_{2\alpha}$
Число Маха	$M_{C1}$	$M_{W2}$
Скорость входа потока в решетку	$C_0$	$W_1$
Скорость выхода потока из решетки	$C_1$	$W_2$
Средний диаметр решетки	$D_{1cp}$	$D_{2cp}$

Все безразмерные (относительные) геометрические параметры, рассчитываемые по таблице на с. 137–141, отнесены к хорде профиля  $b$ .

Расчеты целесообразно выполнить сначала для корневых сечений сопловой и рабочей решеток, до определения чисел лопаток в решетках. Последние задаются в соответствии с шагами профилей. При этом шаги решеток в этих сечениях вычисляются как оптимальные по формуле Дышлевского (см. п. 10 таблицы на с. 139). Число лопаток во всех сечениях решетки одинаково, поэтому шаги решеток остальных сечений оказываются predetermined. В таком случае они уже не являются оптимальными. В связи с этим последовательность расчета п. 11–13 таблицы на с. 139 для среднего и периферийного сечений следующая:

- число лопаток в решетках  $z_l$  заносится по результатам расчета корневого сечения;
- шаг решетки в среднем сечении  $t_{cp} = 2\pi R_{cp} / Z_l$ ;
- шаг решетки в периферийном сечении  $t_n = 2\pi R_n / Z_l$ ;
- относительный шаг решетки в среднем сечении  $\bar{t}_{cp} = t_{cp} / b_{cp}$ ;
- относительный шаг решетки в периферийном сечении  $\bar{t}_n = t_n / b_n$ ,

где  $R_{cp}$ ,  $R_n$  — радиусы среднего и периферийного сечений решетки;  $b_{cp}$ ,  $b_n$  — хорды среднего и периферийного сечений. Необходимо учесть, что  $R_{cp}$  и  $R_n$  для сопловой и рабочей решеток неодинаковы.

Далее с п. 14 расчеты идут по общему порядку.

Коэффициенты для формулы в п. 14 таблицы приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Коэффициенты для определения входного геометрического угла профиля

$\beta_1 (\alpha_0)$	25 ...40°	40 ...60°	60 ... 100°
$a_1$	$1,167 \cdot 10^{-3}$	$-2,194 \cdot 10^{-4}$	$-4,136 \cdot 10^{-5}$
$b_1$	$-7,12 \cdot 10^{-2}$	$2,905 \cdot 10^{-2}$	$6,755 \cdot 10^{-3}$
$c_1$	0,841	-0,9509	-0,2543
$a_2$	$-6,7 \cdot 10^{-7}$	$1,65 \cdot 10^{-5}$	$2,9 \cdot 10^{-6}$
$b_2$	$-1,31 \cdot 10^{-3}$	$-2,26 \cdot 10^{-3}$	$-6,085 \cdot 10^{-4}$
$c_2$	$8,12 \cdot 10^{-2}$	$9,17 \cdot 10^{-2}$	$4,165 \cdot 10^{-2}$

Необходимо проконтролировать соответствие

$$\bar{R}_1 / \bar{C}_{\max} = 0,115 \dots 0,385.$$

## 4.2. Графическое построение профиля

Пример графического построения профиля представлен на рис. 4.1. Последовательность построения следующая.

- На расстоянии ширины профиля  $B$  проводим параллельно друг другу фронтальные линии решетки  $AA$  и  $BB$ .

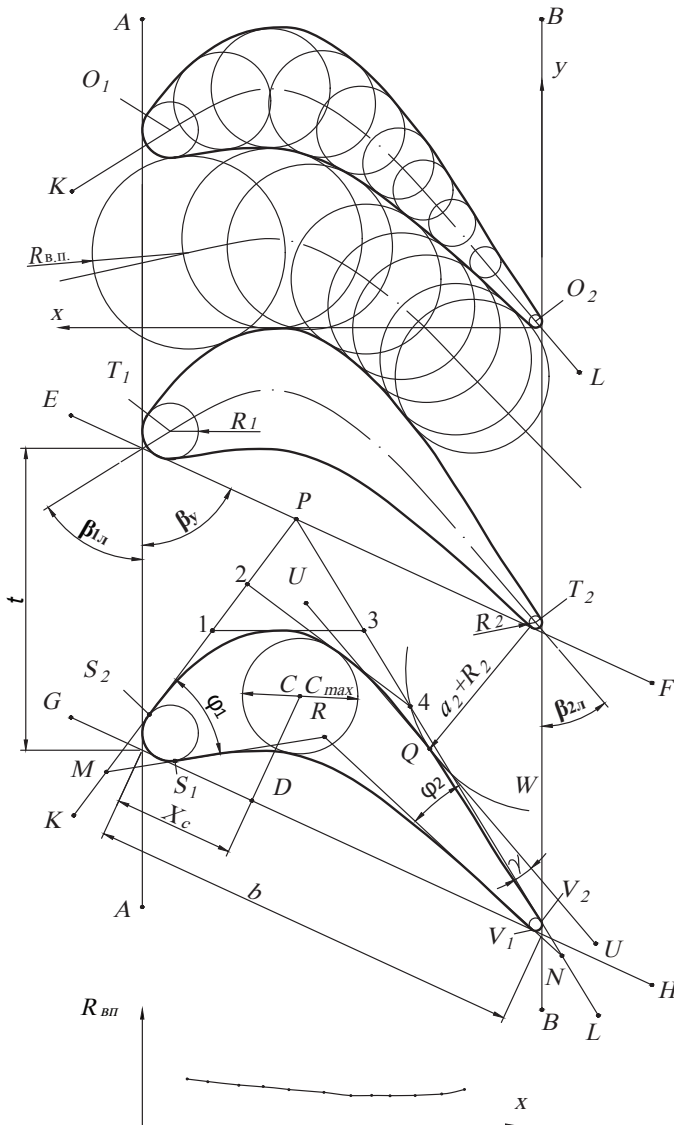


Рис. 4.1. Пример построения профиля сечения лопатки

- Под углом  $\beta_y$  проводим линию хорды  $EF$ . На расстоянии шага решетки  $t$  проводим линию хорды соседнего профиля  $GH$ .
- Вписываем в углы между хордами и фронтальными линиями окружности с радиусами  $R_1$  и  $R_2$  и центрами  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ , соответствующие входным и выходным кромкам профиля.
- Через центры  $O_1$  и  $O_2$  проводим под углами  $\beta_{1л}$  и  $\beta_{2л}$  к фронтальным линиям касательные к средней линии профиля  $O_1K$  и  $O_2L$ .
- Под углами  $\varphi_1/2$  к линии  $O_1K$  строим касательные ко входной кромке. Отмечаем точку их пересечения  $M$  и точки касания с кромкой  $S_1$  и  $S_2$ .
- Под углами  $\varphi_2/2$  к линии  $O_2L$  строим касательные к выходной кромке. Отмечаем точку их пересечения  $N$  и точки касания с кромкой  $V_1$  и  $V_2$ . Продлеваем касательные в направлении входной и выходной кромок со стороны корытца до пересечения в точке  $R$ . Продолжаем касательные к входной и выходной кромкам со стороны спинки до пересечения в точке  $P$ .
- Ломаная  $MPNRM$  образует наружный скелет профиля.
- Из центра  $T_2$  проводим дугу окружности  $W$  радиусом  $a_2 + R_2$ .
- Под углом  $\gamma$  к линии  $PN$  проводим касательную  $UU$  к дуге  $W$  и отмечаем точку их касания  $Q$ .
- Делим отрезки  $S_2P$  и  $PV_2$  на одинаковое число частей (минимум на три), отмечаем точки деления: 1, 2, 3, 4. Соединяем точки попарно перекрестно: 1 и 3, 2 и 4.
- Через точки  $S_2$ ,  $Q$ ,  $V_2$  проводим огибающую отрезков 1–3 и 2–4. Она должна касаться этих отрезков и линий  $S_2P$  и  $PV_2$ . Построенная огибающая есть контур спинки профиля.
- На расстоянии  $X_c$  от входной кромки строим нормаль  $DC$  к хорде  $GH$ . Проводим окружность радиусом  $C_{\max}/2$  с центром на этой нормали и касающуюся спинки.
- Через точки  $S_1$  и  $V_1$  проводим линию, касающуюся  $S_1R$  и  $RV_1$  и окружности  $C_{\max}$ . Эта линия есть контур корытца профиля.
- Переносим точки корытца и спинки на расстояние шага параллельно фронту решетки и строим соседний профиль.
- Вписываем в межлопаточный канал систему кругов. Одновременно с этим строим график распределения радиусов этих кругов  $R_{\text{вп}} = f(x)$  по ширине профиля. Через центры вписанных кругов проводим среднюю линию межлопаточного канала.

- Вписываем в контур одного из профилей систему кругов. Через их центры проводим среднюю линию профиля. Она должна касаться прямых  $O_1K$  и  $O_2L$ .

### 4.3. Контроль качества построений и коррекция профиля

---

Горло решетки должно удовлетворять условию  $a_2 = t_2 \sin \beta_3$ , что равносильно условию касания дуги  $W$  спинкой профиля. Если это не соблюдается, следует изменить угол установки профиля, но не более чем на  $10^\circ$ .

Межлопаточный канал должен быть конфузорным — плавно суживающимся. Это контролируется при помощи графика распределения вписанных в канал кругов. Диффузорность канала устраняется путем изменения  $\varphi_1, \varphi_2, X_c, C_{\max}$ .

Отметим, что построенный на рис. 4.1 профиль не вполне удачен, поскольку межлопаточный канал имеет диффузорность (график вписанных кругов не является монотонно понижающейся кривой) и профиль требует коррекции.

Среднии линии межлопаточного канала и профиля должны быть плавными кривыми.

### 4.4. Геометрическая информация о профиле

---

Для построенного профиля используется следующая геометрическая информация:

- радиусы входной и выходной кромок;
- координаты центров входной и выходной кромок;
- координаты точек спинки и корытца (не менее 20 точек по каждой стороне профиля) в виде таблицы по приведенному образцу —

## Координаты точек профиля

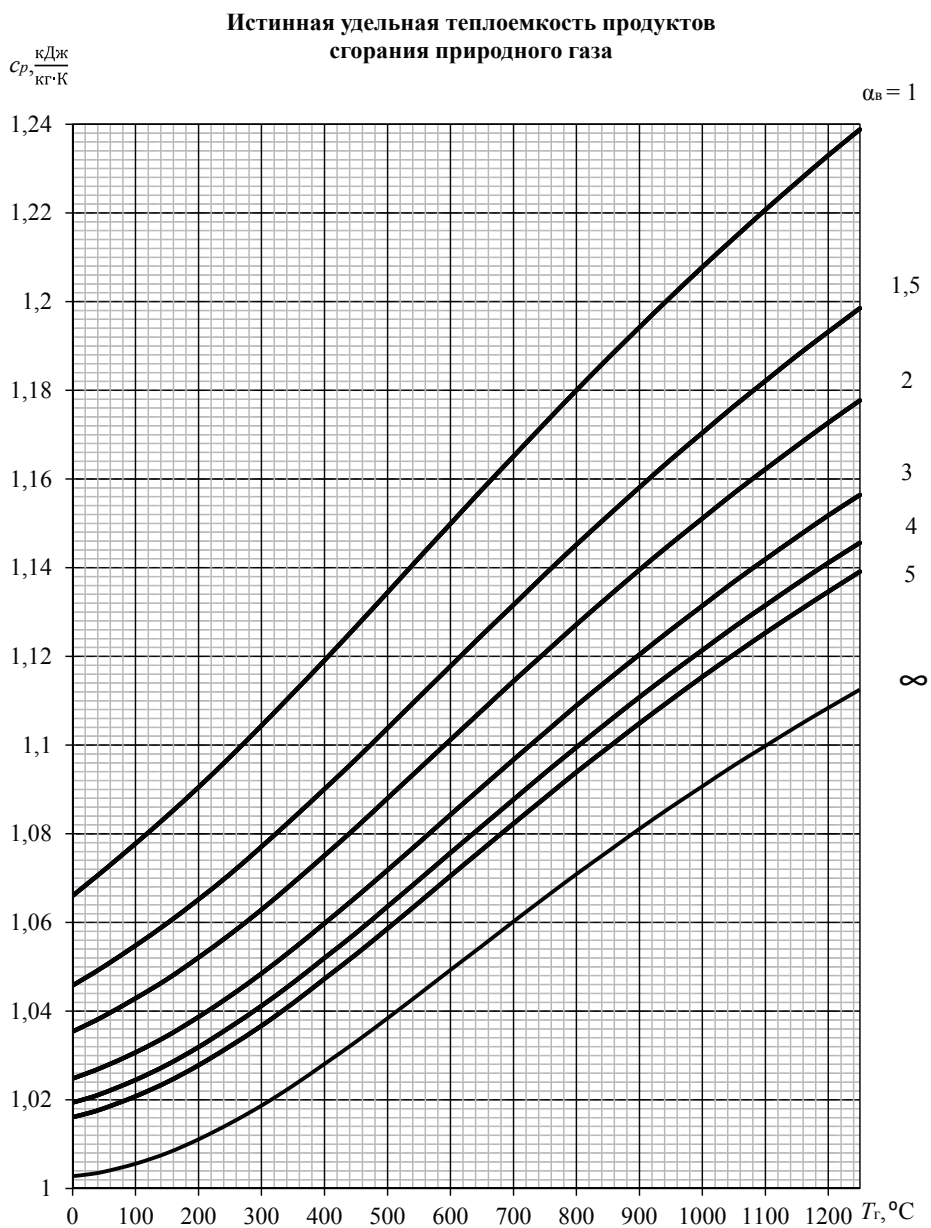
Точки	$x_y$ , мм	Координаты	
		спинки $y_c$ , мм	корытца $y_k$ , мм

Оси для определения координат точек профиля обычно привязываются к выходной кромке корневого сечения лопатки. Они являются общими для остальных сечений, которые при построении пера лопатки совмещаются своими центрами тяжести на оси пера.

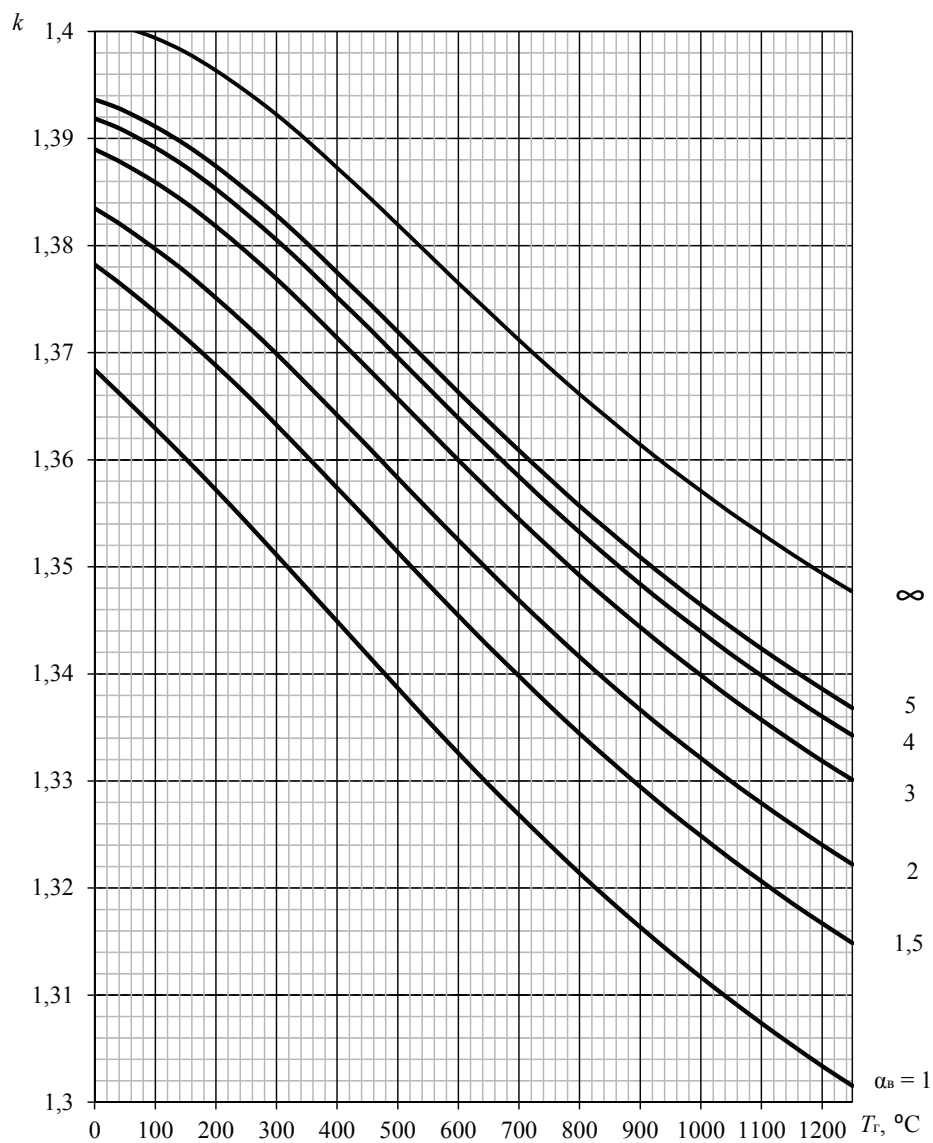
С формами распространенных профилей, применяемых в турбостроении, можно ознакомиться в источнике [3].



# ПРИЛОЖЕНИЕ 1



**Истинный показатель адиабаты продуктов сгорания  
природного газа**



# ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Показатели газотурбинных газоперекачивающих агрегатов [1]

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода				
		ГТ-750-6 промышленный	ДТ-71 судовой	НК-14 СТ авиационный	ГТД-6,3 РМ судовой	
Тип ГПА		ГТ-750-6	ГТ-750-6М	ГПА-Ц-6,3Б	ГПА-Ц-6,3РМ	
Станционные условия: <ul style="list-style-type: none"><li>• температура наружного воздуха;</li><li>• атмосферное давление;</li><li>• сопротивление входного тракта;</li><li>• сопротивление выхлопного тракта</li></ul>	—					
	°C	15	15	15	15	
	МПа	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013	
	кПа (мм вод. ст.)	0,49 (50)	0,98 (100)	0,98 (100)	0,98 (100)	
	кПа (мм вод. ст.)	0,49 (50)	1,47 (150)	1,47 (150)	0,98 (100)	
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	6,0	6,3	6,3	8,0	
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (7,2)	120 (7,6)	120 (7,6)	120 (9,6)	
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	27,0	30,0	29,0	30,0	
Номинальный расход топлива (при $Q_p = 33\,431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	2393	2154	2339	2872	
Температура воздуха после осевого компрессора	°C	392	420	302	317	
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°C	750	750	917	967	
Температура продуктов сгорания на выходе	°C	302	265	497	537	
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	4,6	—	9,7	10,5	
Расход циклового воздуха	кг/с	58,2	29,7	34,6	36,6	
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	58,6	30,1	34,7	37,1	
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—	3,3	—	—	
Степень регенерации	—	0,66	0,8	—	—	
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	5200	11000/14100	8050	14470	
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	5300	8200	8200	—	

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода				
		MS3002 промышленный		PGT-10 промышленный	ГТК-10-4 промышленный	
		ГТК-10И	ГТК-10ИР		ГТК-10	ГТК-10М Рекон
Тип ГПА	—					
Стационарные условия: • температура наружного воздуха; • атмосферное давление; • сопротивление входного тракта; • сопротивление выходного тракта	°С МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 1,0 (102) 0,5 (51)'	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,1013 1,0 (102) 0,5 (51)'	15 0,1013 1,0 (102) 0,5 (51)'
Номинальная мощность в стационарных условиях	МВт	10,3	9,5	10,0	10,0	10,3
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (12,4)	120 (11,4)	120 (12,0)	120 (12,0)	120 (12,4)
Эффективный КПД ГТУ в стационарных условиях	%	25,9	33,0	31,6	29,0	32,2
Номинальный расход топлива (при $Q'p = 33431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	4282	3100	3421	3713	3445
Температура воздуха после осевого компрессора	°С	267	415	426	411	419
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°С	943	954	1070	780	810
Температура продуктов сгорания на выходе	°С	533	353	472	302	274
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	7,1	7,3	14,0	4,4	4,2
Расход циклового воздуха	кг/с	51,0	51,5	41,7	84,7	
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	51,8	52,1	42,3	85,4	85,3
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—	—	—	1,0	
Степень регенерации	—	—	0,85	—	0,7	0,8
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	7100		10800	5200	5020
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	6500		7900	4800	

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода			
		НК-14СТ-10 авиационный	ПС-90ГП-3 авиационный	ДР-59 судовой	ДН-70 судовой
Тип ГПА	—	ГПА-Ц-10Б	ГПА-10 Урал	ГПУ-10	ГПА-10МН70
Станционные условия: • температура наружного воздуха; • атмосферное давление; • сопротивление входного тракта; • сопротивление выходного тракта	°С МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 0,98 (100) 1,47 (150)	15 0,1013 1,08 (110) 1,76 (180)	15 0,1013 1,47 (150) 1,96 (200)	15 0,1013 0,98 (100) 1,47 (150)
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	10,0	10,0	10,0	10,0
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (12)	120 (12)	100 (10)	120 (12)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	33,0	31,4	27,6	35,0
Номинальный расход топлива (при $Q'p = 33\,431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	3263	3429	3905	3077
Температура воздуха после осевого компрессора	°С	337	392	330	474
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°С	1070	975	785	1183
Температура продуктов сгорания на выходе	°С	507	476	330	466
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	10,5	14,7	10,1	19,5
Расход циклового воздуха	кг/с	37,0	45,1	80,8	35,6
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	37,1	43,9	81,5	36,2
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—	—	—	—
Степень регенерации	—	—	—	—	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	8100	10500	5620/7660	12000/15200
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	8200	9000	4800	4800

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода		
		ГТД-10РМ судовой	ПС-90ГП-1 авиационный	Эйвон авиационный
Тип ГПА	—	ГПА-10Р/РМ	ГПА-12Р/Урал	Коберра 182
Станционные условия: • температура наружного воздуха; • атмосферное давление; • сопротивление входного тракта; • сопротивление выхлопного тракта	°C МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 1,0 (102) 1,0 (102)	15 0,1013 1,08 (110) 1,76 (180)	15 0,1013 0,59 (60) 0,49 (50)
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	10	12,0	12,9
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (12)	110 (13,2)	115 (14,7)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	35,0	34,0	27,5
Номинальный расход топлива (при $Q_p = 33431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	3077	3801	5051
Температура воздуха после осевого компрессора	°C	—	410	312
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°C	1220	1080	887
Температура продуктов сгорания на выходе	°C	520	540	411
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	17,3	15,8	9,0
Расход циклового воздуха	кг/с	33,0	47,5	76,7
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с		47,0	77,6
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	2,0	0,5	—
Степень регенерации	—	—	—	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	—	10 700	7500
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	4800	6500	5000

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода			
		ПС-90ГП-2 авиационный	ДЖ-59Л2 судовой	ДГ-90Л2 судовой	АЛ-31СТ авиационный
Тип ГПА	—	ГПА-16(РП) «Урал»	ГПУ-16	ГПА-Ц-16С(Л)	ГПА-16Р «Уфа»/Нева-16
Станционные условия: • температура наружного воздуха; • атмосферное давление; • сопротивление входного тракта; • сопротивление выходного тракта	°С МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 1,08 (110) 1,76 (180)	15 0,1013 1,47 (150) 2,16 (220)	15 0,1013 0,98 (100) 1,47 (150)	15 0,1013 1,47 (150)/0,98 (100) 1,96 (200)/2,45 (250)
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	16,0	16,0	16,0	16,0
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (19,2)	120 (19,2)	120 (19,2)	120 (19,2)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	36,3	30,0	34,0	35,5
Номинальный расход топлива (при $Q'p = 33\,431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	4746	5743	5068	4853
Температура воздуха после осевого компрессора	°С	480	380	420	430
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°С	1127	862	1070	1167
Температура продуктов сгорания на выходе	°С	540	355–370	400–410; 410–430	490
Степень повышения давления в компрессоре	—	20,0	12,7	19,0	17,5
Расход циклового воздуха	кг/с	57,1	96–97	70,0	64,5
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	56,1	97,7	70,0	65,4
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	0,5	1,5	—	1,2
Степень регенерации	—	—	—	—	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	10700	6250/8000	7100/8900	9700/12 500
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	5300	5300	5200	5300   5100

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода			
		НК-38СТ авиационный	НК-16(18)СТ авиационный	ГТН-16М-1 промышленный	ГТНР-16 промышленный
Тип ГПА	—	ГПА-16 «Волга»/ГПА-Ц-16 НК-38	ГПА-Ц-16/ГПА-Ц-18	ГТН-16М-1	ГТНР-16
Станционные условия:	°C	15	15	15	15
• температура наружного воздуха;	МПа	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013
• атмосферное давление;	кПа (ммвод. ст.)	1,96 (200)	1,96 (200)	1,96 (110)	0,98 (100)
• сопротивление входного тракта;	кПа (ммвод. ст.)	0,98 (100)	5,64 (575)	0,78 (80)	0,98 (100)
• сопротивление выходного тракта					
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	16,0	16,0	16,0	16,0
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (19,2)	120 (19,2)	120 (19,2)	120 (19,2)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	36,5	27,5	29,4	32,5
Номинальный расход топлива (при $Q_p = 33\,431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	4720	6270	6593	5301
Температура воздуха после осевого компрессора	°C	548	313	322	487
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°C	1183	857	865	940
Температура продуктов сгорания на выходе	°C	448	412	460	327
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	25,9	9,7		11,5
Расход циклового воздуха	кг/с	53,7	101,9	100,0	83,9
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	54,6	103,0	101,2	84,9
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—	2,0	—	0,6
Степень регенерации	—	—	—	—	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	12 000/16 000	5270/6720	5370/6830	6900
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	5300	5300	—	5100
					5200



Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода					
		MS5002 промышленный		GT-10B промышленный	MS552R промышленный		LM 2500+ авиационный
		ГТК-25И	ГТК-25ИР		ГТНР-25(В)	ГТНР-25И(С)	
Тип ГПА	—	Балтика 25	Балтика 25	Балтика 25	Балтика 25	Балтика 25	Балтика 25
Станционные условия: • температура наружного воздуха; • атмосферное давление; • сопротивление входного тракта; • сопротивление выхлопного тракта	°C МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,1013 0,7 (70) 0,98 (100)	15 0,1013 0,7 (70) 0,98 (100)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 1,1013 0,98 (100) 0,98 (100)
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	23,9	22,2	24,5	22,2	24,6	30,9
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (28,7)	120 (26,6)	120 (29,4)	120 (28,7)	120 (29,5)	120 (37,1)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	27,7	34,5	34,6	34,7	35,4	40,8
Номинальный расход топлива (при $Q_p = 33\,431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	9292	6929	7781	6889	7483	8155
Температура воздуха после осевого компрессора	°C	284	472	385	472	489	—
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°C	927	927	1112	927	965	—
Температура продуктов сгорания на выходе	°C	491	345	543	345	349	500
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	8,2	8,6	13,6	8,6	8,7	21,5
Расход циклового воздуха	кг/с	116,3	112,7	77,2	112,7	117,9	84,3
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	118,0	114,0	78,6	114,0	119,3	—
Обор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—	—	—	—	—	—
Степень регенерации	—	—	0,85	—	0,85	0,85	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	5100	—	9705	5100	5000	9170
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	4670	—	7700	4670	4670	6100

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода							ГТН-25-1 про-мыш-ленный
		ДН-80 Л судовой		ПС-90 ГП-25 авиационный	НК-36 СТ авиационный			ГТН-25-1	
		ГПА-25/76ДН80Л	ГПА-25ДН «Урал»		ГПА-Ц-25М	ГПА-Ц-25НК	ГПА-25 Нева		
Тип ГПА	—	ГПА-25/76ДН80Л		ГПА-25ДН «Урал»	ГПА-25 РПС «Урал»	ГПА-Ц-25М	ГПА-Ц-25НК	ГПА-25 Нева	ГТН-25-1
Станционные условия: <ul style="list-style-type: none"><li>• температура наружного воздуха;</li><li>• атмосферное давление;</li><li>• сопротивление входного тракта;</li><li>• сопротивление выходного тракта</li></ul>	°С МПа кПа (мм вод. ст.) кПа (мм вод. ст.)	15 0,1013 0,98 (110) 1,47 (150)/0,98 (100)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,1013 0,98 (100) 0,98 (100)	15 0,101 1,47 (150) 1,47 (150)	15 0,101 1,96 (200) 5,39 (550)	15 0,101 0,98 (100) 1,47 (150)	15 0,101 0,98 (100) 1,47 (150)	15 0,1013 0,69 (70) 0,78 (80)
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	25	25	25	25	25	25	25	24,5
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (30)	120 (30)	120 (30)	120 (30)	120 (30)	120 (30)	120 (30)	120 (30)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	35,0		38,7		34,5			30,6
Номинальный расход топлива (при $Q_p = 33\,431$ кДж/м³)	м³/ч	7692		6956		7803			8622
Температура воздуха после осевого компрессора	°С	490		540		495			410
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°С	1245		1228		1147			1090
Температура продуктов сгорания на выходе	°С	450		472		425			500
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	21,8		30,5		23,1			13,0
Расход циклового воздуха	кг/с	85,6		81,7		99,6			100,6
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	87,0		79,6		101,0			102,2
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	—		0,5		—			0,5
Степень регенерации	—	—		—		—			—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	7500/9460		4250/11680		5000/8000			7100
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	3700		5000		5000			5600

Наименование показателей	Единицы измерения	Обозначение и тип привода		
		ГТД-4РМ судовой	Д-30-ЭУ-2 авиационный	ГТН-6У промышленный
Тип ГПА	—	ГПА-4РМ	ГПА-4ПХГ Урал	ГТН6У
Станционные условия:	°C	15	15	15
• температура наружного воздуха;	МПа	0,1013	0,1013	0,1013
• атмосферное давление;	кПа (мм вод. ст.)	0,98 (110)	0,98 (110)	1,0 (102)
• сопротивление входного тракта;	кПа (мм вод. ст.)	0,98 (110)	0,98 (110)	0,98 (110)
• сопротивление выходного тракта				
Номинальная мощность в станционных условиях	МВт	4,0	4,0	6,3
Максимальная мощность	% (МВт)	120 (4,8)	119 (4,75)	120 (7,5)
Эффективный КПД ГТУ в станционных условиях	%	32,0	24,0	30,5
Номинальный расход топлива (при $Q'p = 33431$ кДж/м <sup>3</sup> )	м <sup>3</sup> /ч	1346	1795	2224
Температура воздуха после осевого компрессора	°C	352	390	422
Температура продуктов сгорания на входе в турбину	°C	881	—	920
Температура продуктов сгорания на выходе	°C	386	417	410
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	12,1	—	12,0
Расход циклового воздуха	кг/с	21,7	27,8	32,1
Расход продуктов сгорания на выходе	кг/с	21,9	28,1	32,5
Отбор сжатого воздуха ГТУ на нужды КС	%	2,0	1,0	2,0
Степень регенерации	—	—	—	—
Частота вращения роторов турбокомпрессора (КНД/КВД)	об/мин	14440	9950	10800
Частота вращения ротора силовой турбины	об/мин	10700	7000	6150

## ПРИЛОЖЕНИЕ 3

### Материалы, применяемые в газотурбостроении

Материал	Предел прочности при максимальной температуре испытаний, МПа	Предел длительной прочности при максимальной температуре испытаний, МПа	Продолжительность работы до разрушения, ч
ЖС-6К	1015 (при $T = 975\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	200 (при $T = 975\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	$\geq 50$
ЖС-32	1090 (при $T = 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	280 (при $T = 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	$\geq 40$
ЖС-36ВИ	1160 (при $T = 975\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	320 (при $T = 975\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	$\geq 40$
ЦНК-8М	—	280 (при $T = 900\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	—
ВЖМ9	—	280 (при $T = 1000\text{ }^{\circ}$ )	—
ВЖЛ1738М	—	160 (при $T = 980\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	—

*Примечание.* Плотность материалов  $7900\text{ кг/м}^3$ .

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

---

1. Альбом показателей газотурбинных ГПА. Пос. Развилка (Ленинский р-н, Московская обл.) : ВНИИГАЗ, 2006. 81 с.
2. Аронов Б. М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б. М. Аронов, М. И. Жуковский, В. А. Журавлев. Москва : Машиностроение, 1975. 192 с.
3. Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч [и др.]. Москва : Машиностроение, 1965. 96 с.
4. Белоусов А. Н. Теория и расчет лопаточных машин / А. Н. Белоусов, Н. Ф. Мусаткин, В. М. Радько. Самара : Самарский Дом печати, 2003. 336 с.
5. Газовые турбины авиационных двигателей / Г. С. Жирицкий В. И. Локай, М. К. Маскутова. Москва : Оборонгиз, 1963. 608 с.
6. Газодинамический расчет многоступенчатого осевого компрессора : метод. указания к курсовому проектированию / Б. С. Ревзин, В. В. Страцев. Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2000. 25 с.
7. Газодинамический расчет многоступенчатой газовой турбины : метод. указания по выполнению курсового проекта / А. В. Тарасов, В. М. Марковский. Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2004. 34 с.
8. Газодинамический расчет ступени газовой турбины : метод. указания / И. Д. Ларионов. Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2000. 36 с.
9. Газотурбинные энергетические установки : учеб. пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. С. Земцов, А. С. Осыка ; под ред. С. В. Цанева. Москва : МЭИ, 2011. 428 с.
10. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры : учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. Санкт-Петербург : Изд-во Политех. ун-та, 2008. 374 с.
11. Копелев С. З. Конструкции и расчет системы охлаждения ГТД / С. З. Копелев, А. Ф. Слитенко ; под ред. Слитенко А. Ф. Харьков : Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1994. 240 с.
12. Копелев С. З. Расчет турбин авиационных двигателей (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток) / С. З. Копелев, Н. Д. Тихонов. Москва : Машиностроение, 1974. 268 с.
13. Костюк А. Г. Газотурбинные установки / А. Г. Костюк, А. Н. Шерстюк. Москва : Высшая школа, 1979. 254 с.

14. Котляр И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок / И. В. Котляр. Ленинград : Судостроение, 1969. 284 с.
15. Нечаев Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. Москва : Машиностроение, 1977. Ч. 1. 312 с.
16. Основы проектирования турбин авиадвигателей / под ред. С. З. Копелева. Москва : Машиностроение, 1988. 328 с.
17. Ревзин Б. С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом : учеб. пособие / Б. С. Ревзин. Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2008. 269 с.
18. Ревзин Б. С. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа : справ. пособие / Б. С. Ревзин, И. Д. Ларионов. Москва : Недра, 1991. 303 с.
19. Ревзин Б. С. Осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов : учеб. пособие / Б. С. Ревзин. Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2007. 90 с.
20. Ревзин Б. С. Тепловой расчет схем приводных газотурбинных установок на номинальный и переменный режим работы : учеб. пособие / Б. С. Ревзин, А. В. Тарасов, В. М. Марковский. Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ—УПИ, 2001. 61 с.
21. Ревзин Б. С. Энергетические газотурбинные установки стационарного типа : учеб. пособие / Б. С. Ревзин, О. В. Комаров. Екатеринбург : УрФУ, 2010. 284 с.
22. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина. Ленинград : Машиностроение, 1989. 543 с.
23. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок : учеб. для вузов / Ю. С. Елисеев [и др.]. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 640 с.
24. Хорлоkk Дж. Х. Осевые турбины (Газовая динамика и термодинамика) : пер. с англ. / Дж. Х. Хорлоkk. Москва : Машиностроение, 1972. 212 с.
25. Шнеэ Я. И. Газовые турбины / Я. И. Шнеэ, В. М. Капинос, И. В. Котляр. Киев : Высшая школа, 1976. 296 с.
26. Щегляев А. В. Паровые турбины : учеб. для вузов : в 2 кн. / А. В. Щегляев. Москва : Энергоатомиздат, 1993. 384 с.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

---

Условные обозначения, индексы, сокращения .....	3
Введение .....	6
1. Тепловой расчет схем газотурбинных установок при номинальном и переменном режиме работы .....	8
1.1. Исходные данные, цель и порядок расчета.....	8
1.2. Выбор степени повышения давления в ОК и расчет тепловой схемы ГТУ .....	12
1.2.1. Расчет работы сжатия и расширения .....	12
1.2.2. Вспомогательные коэффициенты для расчета тепловой схемы и последовательность расчета.....	15
1.3. Примеры теплового расчета схемы ГТУ.....	18
1.3.1. Пример теплового расчета схемы двухвальной ГТУ открытого цикла с регенерацией теплоты уходящих газов .....	18
1.3.2. Пример теплового расчета схемы трехвальной ГТУ на основе конвертированного авиационного ГТД простого открытого цикла .....	21
1.4. Уточненный расчет тепловой схемы ГТУ при номинальном режиме работы .....	26
Порядок проведения уточненного расчета .....	26
1.5. Примеры выполнения уточненного расчета тепловой схемы и определения выходных параметров ГТУ .....	29
1.5.1. Уточненный расчет тепловой схемы двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов .....	29
1.5.2. Пример уточненного теплового расчета трехвальной схемы ГТУ при номинальном режиме .....	35
1.6. Расчет климатических характеристик и переменных режимов работы ГТУ .....	43
1.6.1. Расчет переменного режима работы двухвальной ГТУ .....	44
1.6.2. Расчет переменного режима работы двухвальной приводной ГТУ с учетом заданной программы регулирования .....	46

1.6.3. Расчет трехвальной приводной ГТУ при переменном режиме работы .....	61
2. Моделирование осевого компрессора .....	72
2.1. Метод полного моделирования проточной части осевого компрессора .....	72
2.2. Пример моделирования осевого компрессора трехвальной ГТУ .....	76
3. Газодинамический расчет многоступенчатой газовой турбины .....	78
3.1. Исходные данные, цель и порядок расчета .....	78
3.2. Определение числа ступеней и распределение теплоперепада по ступеням .....	79
3.3. Выбор основных газодинамических и геометрических параметров ступеней турбины .....	82
3.4. Выбор основных геометрических характеристик проточной части турбины .....	84
3.5. Предварительный газодинамический расчет турбины .....	87
3.5.1. Предварительный газодинамический расчет турбин без затурбинного диффузора .....	88
3.5.2. Предварительный расчет турбины с затурбинным диффузором .....	91
3.6. Газодинамический расчет ступеней по среднему диаметру .....	93
3.7. Расчет ступеней с применением закона закрутки .....	98
3.8. Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины .....	102
3.9. Пример газодинамического расчета ГТУ .....	104
3.9.1. Газодинамический расчет турбины высокого давления .....	104
3.9.2. Газодинамический расчет турбины низкого давления .....	113
3.9.3. Газодинамический расчет силовой турбины .....	120
3.10. Выбор конструкции элементов ГТУ .....	134
4. Методика профилирования лопаток турбинной ступени .....	136
4.1. Расчет геометрических параметров профиля .....	137
4.2. Графическое построение профиля .....	143



---

4.3. Контроль качества построений и коррекция профиля .....	145
4.4. Геометрическая информация о профиле .....	145
Приложение 1.....	147
Приложение 2.....	149
Приложение 3.....	158
Библиографический список .....	159

*Учебное издание*

**Комаров** Олег Вячеславович  
**Блинов** Виталий Леонидович  
**Шемякинский** Андрей Сергеевич

## ТЕПЛОВЫЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Редактор *И. В. Меркурьева*  
Верстка *Е. В. Ровнушкиной*

Подписано в печать 03.10.2018. Формат 70×100 1/16.  
Бумага писчая. Цифровая печать. Усл. печ. л. 13,2.  
Уч.-изд. л. 8,1. Тираж 40 экз. Заказ 231.

Издательство Уральского университета  
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ  
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5  
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41  
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ  
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4  
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-90-13, 350-58-20  
Факс: +7 (343) 358-93-06  
<http://print.urfu.ru>



